



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZVEDÁK DOPRAVNÍKU S PALETOU**

HOIST WITH A PALLET CONVEYOR

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Filip Hluzín**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**

**BRNO 2017**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Filip Hluzín</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.</b>
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Zvedák dopravníku s paletou

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh nového řešení konstrukce zvedáku (Heber) dopravníku s paletou. Zvedák dopravníku s paletou slouží k manipulaci palet v automatizovaných skladovacích systémech.

Zohlednění možnosti asymetrického zatížení jen jednou paletou.

Základní technické parametry:

- maximální rychlost 3 m/s,
- maximální zrychlení 3 m/s<sup>2</sup>,
- minimální zdvih 200 mm,
- maximální zdvih 10 000 mm,
- zatížení 1500 kg nebo 2 x 1500 kg,
- rozměry palety 1000 x 1200 x 1000 mm,

### Cíle diplomové práce:

Zdůvodněný konstrukční návrh vlastní koncepce.

Funkční a rozměrové výpočty.

Pevnostní kontrola nejvíce namáhaných součástí pomocí MKP.

Analýza možných výrobních nepřesností s ohledem na funkci.

Posouzení požadavků na údržbu a provoz zvedáku.

Celková sestava zařízení.

Podsestava a výrobní výkresy vybraných komponent.

**Seznam doporučené literatury:**

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-2-4-2629-0.

GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zvedáku dopravníku s paletou dle zadaných parametrů. Práce obsahuje funkční, rozměrové a pevnostní výpočty, kontrolu nejvíce namáhané součásti pomocí metody konečných prvků. Součástí práce je i posouzení požadavků na údržbu a provoz stroje. K práci je přiložena výkresová dokumentace vybraných sestav.

## KLÍČOVÁ SLOVA

zdviž, paleta, zvedací zařízení, metoda konečných prvků, ozubený řemen

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design of the conveyor lifter with a pallet according to specified parameters. The thesis includes functional, dimensional and strength calculations, control of the most stressed part using finite element method. Part of the thesis is also an assessment of the maintenance and operation requirements of the machine. The thesis is accompanied by drawing documentation of selected assemblies.

## KEYWORDS

elevator, palette, hoist, finite element method, timing belt



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLUZÍN, F. *Zvedák dopravníku s paletou*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 78 s. Vedoucí diplomové práce Miroslav Škopán.





## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Filip Hluzín



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za jeho cenné rady a připomínky a čas věnovaný konzultacím.



# OBSAH

Úvod.....	15
1 Popis problematiky .....	16
1.1 Zdvihací rám .....	16
1.2 Nosné sloupy .....	16
1.3 Pohon.....	17
1.4 Tažné elementy .....	17
2 Současně užívané zvedáky.....	21
2.1 Pásová, lanová, řetězová zdviž.....	21
2.2 Vřetenová zdviž.....	21
2.3 Hydraulická zdviž .....	22
2.4 Dvou / čtyř sloupová zdviž.....	23
3 Cíle práce .....	24
4 Návrh konstrukčního řešení .....	25
4.1 Předběžný návrh řešení .....	25
4.2 Konečný návrh řešení.....	26
5 Konstrukční prvky paletové zdviže .....	27
5.1 Zdvihací rám .....	27
5.2 Kladky .....	28
5.3 Nosné sloupy .....	34
5.4 Volba protizávaží .....	34
5.5 Horní nosník.....	35
5.6 Spodní nosník.....	35
5.7 Tažný element .....	35
5.8 Řemenice.....	36
6 Volba a kontrola pohonu zdviže .....	37
6.1 Výpočet předběžného výkonu, krouticího momentu a otáček .....	37
6.2 Volba pohonu .....	38
6.3 Kontrola pohonu.....	39
6.4 Vyhodnocení pohonu .....	46
6.5 Softstartér .....	46
7 Pevnostní kontrola .....	49
8 Analýza pomocí metody konečných prvků.....	53
8.1 Analýza symetrického zatížení.....	53
8.2 Analýza asymetrického zatížení.....	56
9 Analýza možných výrobních nepřesností s ohledem na funkci.....	58

---

9.1	Tolerance čepů .....	58
9.2	Tolerance mezery mezi vodící kladkou a rámem.....	64
9.3	Tolerance montáže sloupů a výztuží .....	66
10	Požadavky na provoz a údržbu .....	68
	Závěr .....	69
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	73
	Seznam příloh .....	78

## ÚVOD

Pro vertikální dopravu materiálu je užíváno rozličných strojů různých konstrukcí, nebo může být realizace zajištěna užitím ruční práce. Osoby jsou přepravovány nejčastěji výtahy či lanovkami. Pro přepravu kusových materiálů (břemen) se užívají kladkostroje, jeřáby, zakladače, zdvihadla, vysoko zdvižné vozíky atd.

Zdviž je zařízení užívané pro vertikální přepravu břemen po pevné dráze, oproti ostatním zařízením pro vertikální dopravu se vyznačuje relativně malými zástavbovými rozměry.

# 1 POPIS PROBLEMATIKY

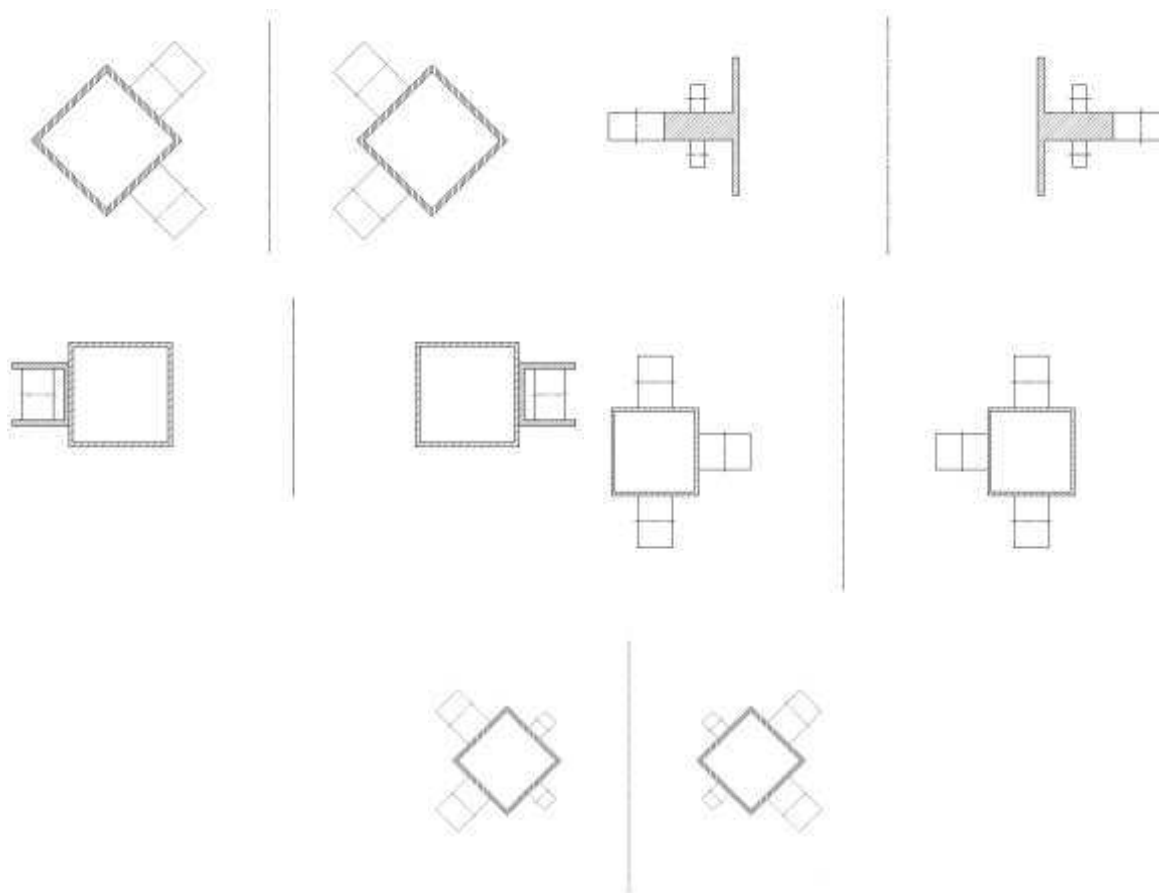
Zdvíž se skládá ze zdvihacího rámu, na němž je umístěno břemeno, a pomocí kladek či třecích elementů se pohybuje vertikálně po nosných sloupech. Pohon zdviže je možno realizovat pomocí elektromotoru, kladek a řetězového kola či bubnu, které pohánějí tažné členy zdviže. V případě užití řetězového kola je tažným členem řetěz, v případě bubnu je tažným členem řemen. K pohonu zdviže lze použít i kombinaci elektromotoru a tlačného řetězu. Dále může být pohon zdviže realizován hydraulicky pomocí lineárního hydromotoru, nebo teleskopického lineárního hydromotoru.

## 1.1 ZDVIHACÍ RÁM

Slouží jako nosný element pro přepravu břemena. Může být vyroben jako svařovaný z hliníkových či ocelových profilů nebo montovaný. Rám může být opatřen přídatným zařízením pro přepravu jako je např. pásový dopravník, poháněná válečková trať, či jiné manipulační zařízení.

## 1.2 NOSNÉ SLOUPY

Jedná se o nosnou a vodící část konstrukce, po které se pohybuje zdvihací rám. Nejčastěji se vyrábějí svařováním z normovaných profilů čtvercových, HEA, HEB, HEM, UPE a T.



*Obr. 1 Schémata pojezdových kladek na nosných sloupech*

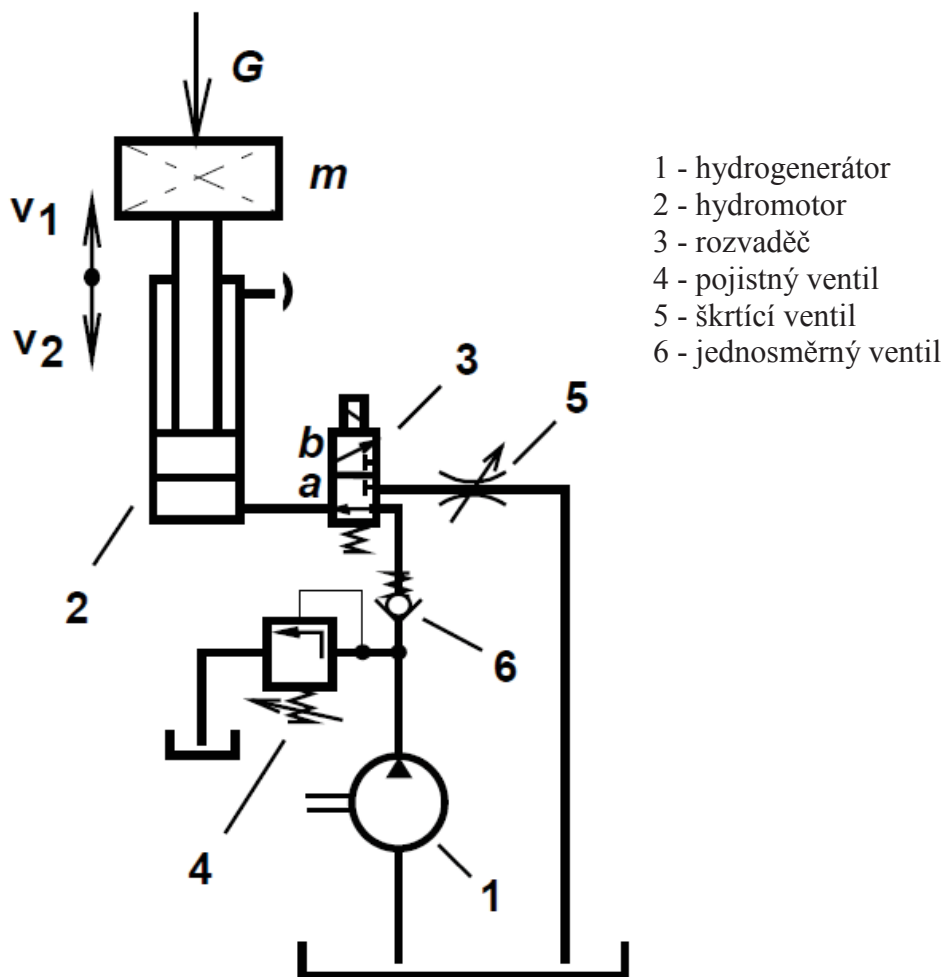


### 1.3 POHON

Pohon dodává celému mechanismu energii potřebnou pro pohyb, existují dva základní způsoby pohonu, buď pohon hydraulický, nebo elektromechanický.

#### 1.3.1 POHON HYDRAULICKÝ

Přenos energie mezi hydrogenerátorem a hydromotorem je zajištěn pomocí hydraulické kapaliny, nejčastěji to je hydraulický olej. Hydromotor se používá lineární nebo teleskopický lineární. Hlavní výhodou teleskopického lineárního hydromotoru oproti lineárnímu, že při stejném vysunutí obou motorů, má menší zástavbové vlastnosti.



Obr. 2 Schéma obvodu pro zvedání a spouštění zátěže [1]

#### 1.3.2 POHON ELEKTROMECHANICKÝ

Elektromechanický pohon se skládá z asynchronního motoru s převodovkou připojeného na tažný element, nebo na vřeteno zdviže. Tento způsob pohonu je u zdviží užíván častěji než hydraulický pohon.

### 1.4 TAŽNÉ ELEMENTY

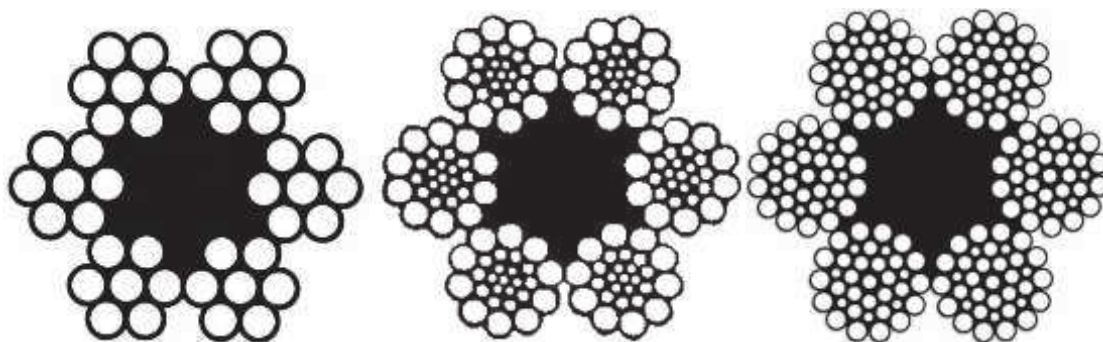
Tažný element slouží k propojení pohonu se zdvihacím rámem popřípadě zdvihacího rámu s protizávažím. Nejčastějšími tažnými elementy jsou řemeny řetězy popřípadě tlačný řetěz.

### 1.4.1 ŘEMENY

Jsou vyrobeny z chloroprenu, pro zvýšení únosnosti jsou v nich ocelové kordy, které nebrání ohebnosti řemenu. V případě užití řemenů musí být stroj vybaven hnacím bubnem. [2]

### 1.4.2 LANA

Pro přenos síly se užívají lana zpravidla šestipramenná, pro běžné aplikace se užívají lana normální šestipramenná, pro aplikace, kde je požadována vyšší životnost se užívají lana SEAL nebo WARRINGTON.



Obr. 3 Uspořádání drátů v lanech (z leva) normální, SEAL, WARRINGTON [9],[10],[11]

### 1.4.3 ŘETĚZY

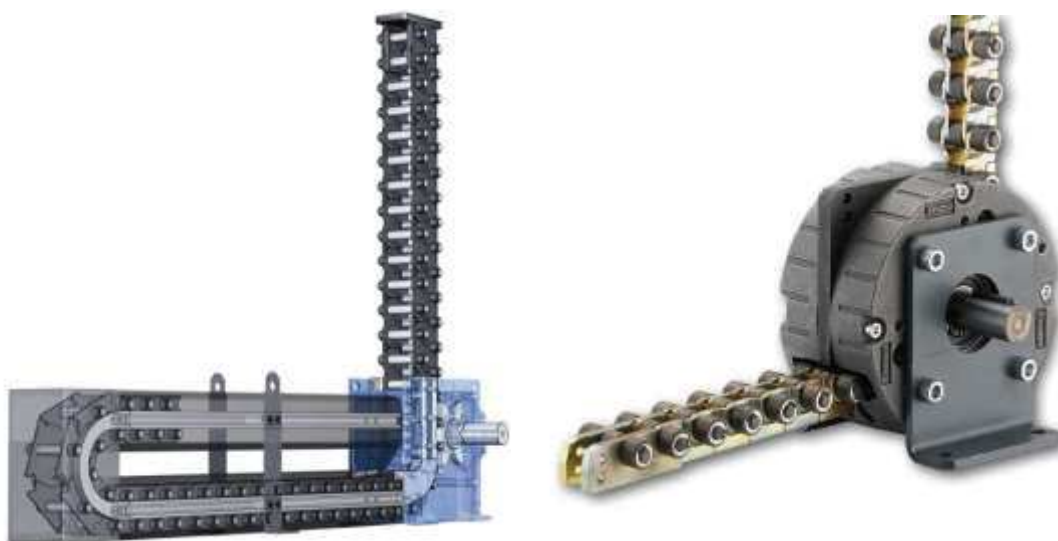
Pro přenos síly se užívá u zdviží nejčastěji dvou typů řetězů, válečkového a flyerova řetězu. Flyerův řetěz má oproti válečkovému řetězu nižší opotřebení vyšší únosnost, ale vyšší hmotnost.



*Obr. 4 Flyerův řetěz (vlevo), jednořadý a víceřadé válečkové řetězy (vpravo) [3],[4]*

#### 1.4.4 TLAČNÝ ŘETĚZ

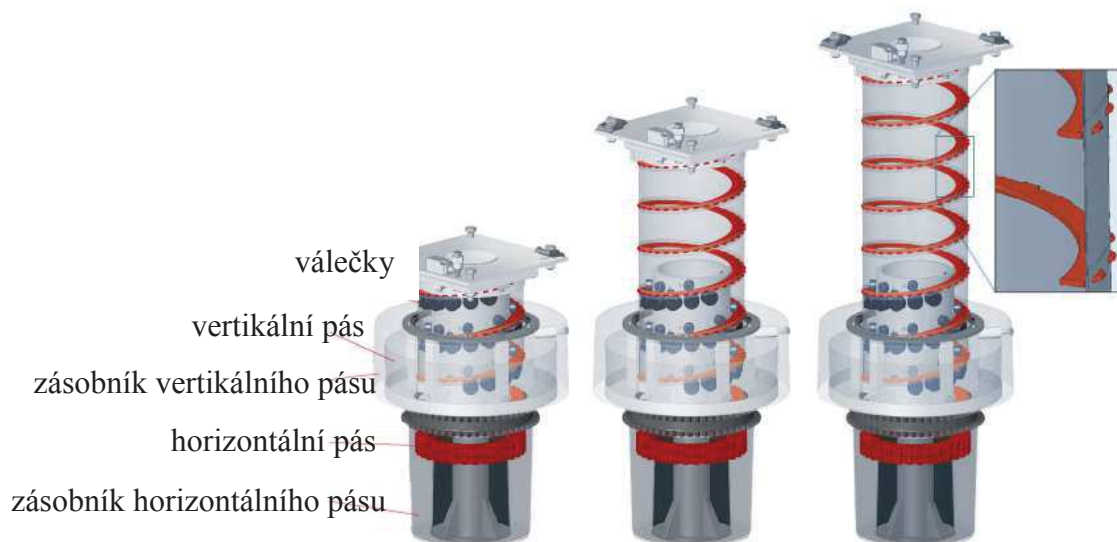
Zvláštní skupinou tažných elementů je tzv. tlačný řetěz, který je konstrukčně řešen tak aby se mohl ohýbat pouze na jednu stranu, a po průchodu převodovkou vytvoří vertikální sloup. Oproti předchozím tažným elementům může být namáhán i tlakově. Příkladem je řetěz od firmy Serapid, viz obr. 5. V aplikacích vyžadujících velká vysunutí lze přidat řetězu vedení. Příkladem může být firma Framo Morat (obr 5.)



*Obr. 5 Příklady konstrukčních řešení tlačného řetězu od firmem Serapid (vlevo), Framo Morat (vpravo) [5],[6]*

#### 1.4.5 SPIRAL LIFT

Princip činnosti tohoto zařízení spočívá v tvarovém spojení dvou plechů. Vertikální plech smotaný do svitku po obou stranách děrovaný se vysouvá společně s horizontálním plechem opatřeným zuby složeným do šroubovice. [7]



*Obr. 6 Princip funkce zařízení [7]*

#### 1.4.6 POHYBOVÝ ŠROUB

Šroub je umístěn vertikálně, rovnoběžně s nosnými sloupy. Existují dvě základní varianty.

Kluzný pohybový šroub s maticí v případě zdviží má pevnou matici a otočný šroub, matice vykonává přímočarý pohyb. Profily závitů se používají lichoběžníkový souměrný, lichoběžníkový nesouměrný a čtvercový (plochý) profil. V praxi se nejčastěji používá lichoběžníkový souměrný profil díky snadné výrobě, ostatní profily se používají spíše výjimečně. Mezi hlavní nevýhody patří nízká účinnost (30 až 40%), možnost trhavých pohybů a značné tření. [8]

Kuličkový pohybový šroub má závit tvořen kuličkami, oproti předchozímu případu je zde třecí pohyb nahrazen valením. Výroba je dražší, ale účinnost dosahuje až 90%, nedochází k trhavým pohybům a nastává menší tření a celkové opotřebení mechanismu. [8]

## 2 SOUČASNĚ UŽÍVANÉ ZVEDÁKY

### 2.1 PÁSOVÁ, LANOVÁ, ŘETĚZOVÁ ZDVIŽ

Konstrukční řešení těchto zdvižů se neliší, hlavní rozdíl je pouze v tažném elementu, kladkách a bubnech. Na nosné konstrukci se po vodících profilech pohybuje zdvihací rám. Tyto zdviže umožňují použití protizávaží, které snižuje energetické náklady. Pohon tohoto stroje je elektromechanický, tažným elementem jsou pásy, lana, nebo řetězy.



*Obr. 7 Řetězová zdviž (vlevo), řemenová zdviž (vpravo) [14],[15]*

### 2.2 VŘETENOVÁ ZDVIŽ

Na nosných sloupech jsou vodící elementy, po kterých se pohybuje zdvihací rám. Pohon tohoto stroje je elektromechanický, pohybový mechanismus je řešen buď kuličkovým, anebo trapézovým šroubem. Výhodou tohoto řešení jsou nízké pořizovací náklady a celková jednoduchost konstrukce, ovšem v případě lichoběžníkového šroubu nízká životnost.



*Obr. 8 Vřetenová zdviž [12]*

## 2.3 HYDRAULICKÁ ZDVIŽ

Po nosných sloupech se pohybuje zdvihací rám, pohyb je určen vodícími elementy. Ve spodní části stroje se nachází lineární hydromotor, který pohybuje zdvihacím rámem.



*Obr. 9 Hydraulická zdviž [13]*



## 2.4 DVOU / ČTYŘ SLOUPOVÁ ZDVIŽ

Jedná se o konstrukce předešlých skupin zdviží se dvěma či čtyřmi nosnými sloupy. Konstrukce je značně robustnější a používá se pro těžší a větší břemena.



*Obr. 10 Dvousloupová zdviž (vlevo), čtyřsloupová zdviž (vpravo) [16],[17]*

### 3 CÍLE PRÁCE

Cílem této diplomové práce je navrhnout zdviž na palety, která bude schopna zvednout břemeno o rozměrech palety 1000 x 1200 x 1000 mm a hmotnosti 2 x 1500 kg nebo 1500 kg a zohlednit možnost asymetrického zatížení stroje.

Navržené řešení musí splňovat tyto zadané parametry:

- maximální rychlost:  $3 \text{ m.s}^{-1}$ ,
- maximální zrychlení:  $3 \text{ m s}^{-2}$ ,
- minimální zdvih: 200 mm,
- maximální zdvih: 10 000 mm.

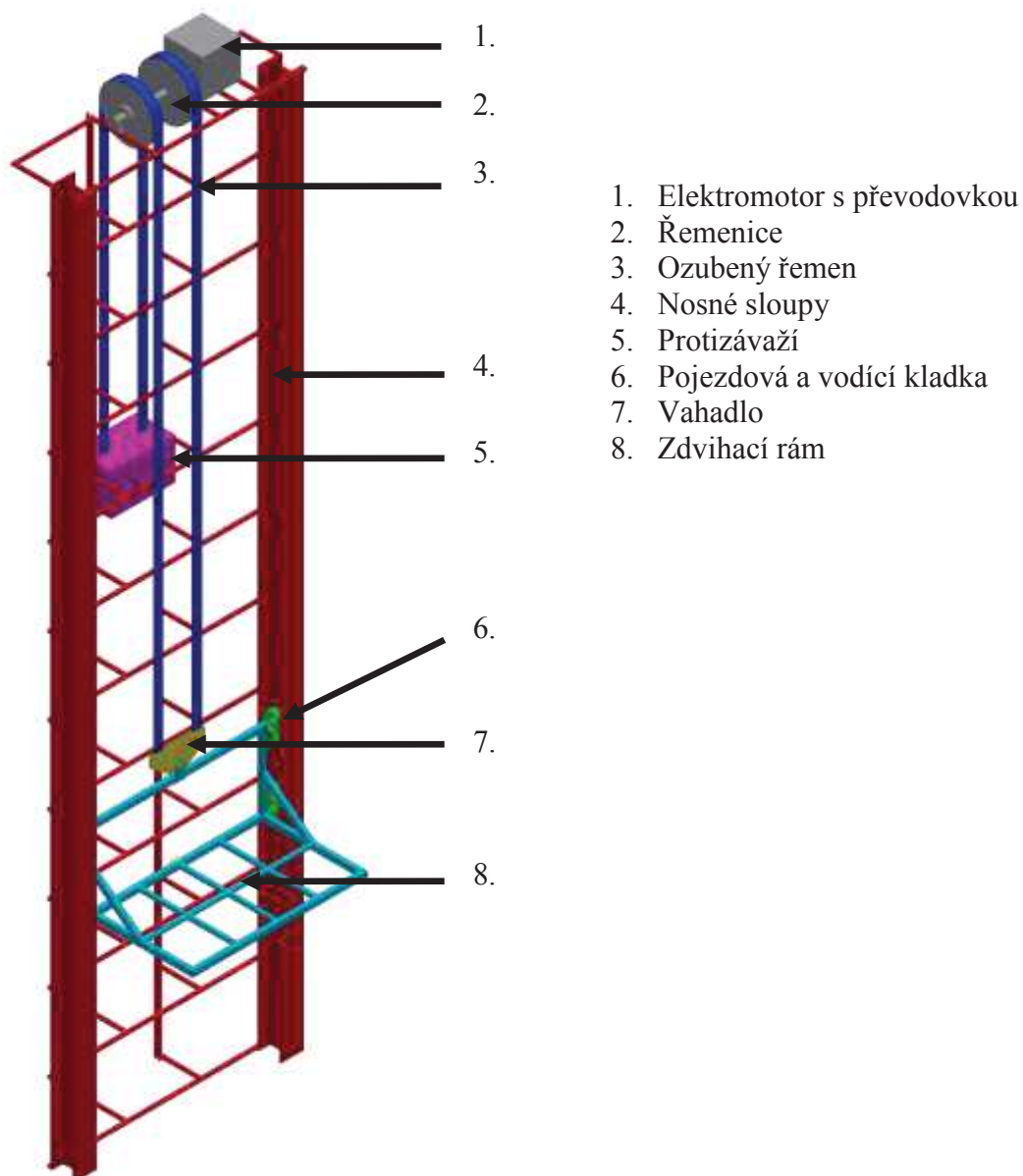


## 4 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Na základně rešeršní části je vypracován předběžný návrh paletové zdviže. Tento návrh je v průběhu práce upravován a zdokonalován, aby bylo docíleno požadovaných parametrů a zároveň byla konstrukce co nejjednodušší.

### 4.1 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH ŘEŠENÍ

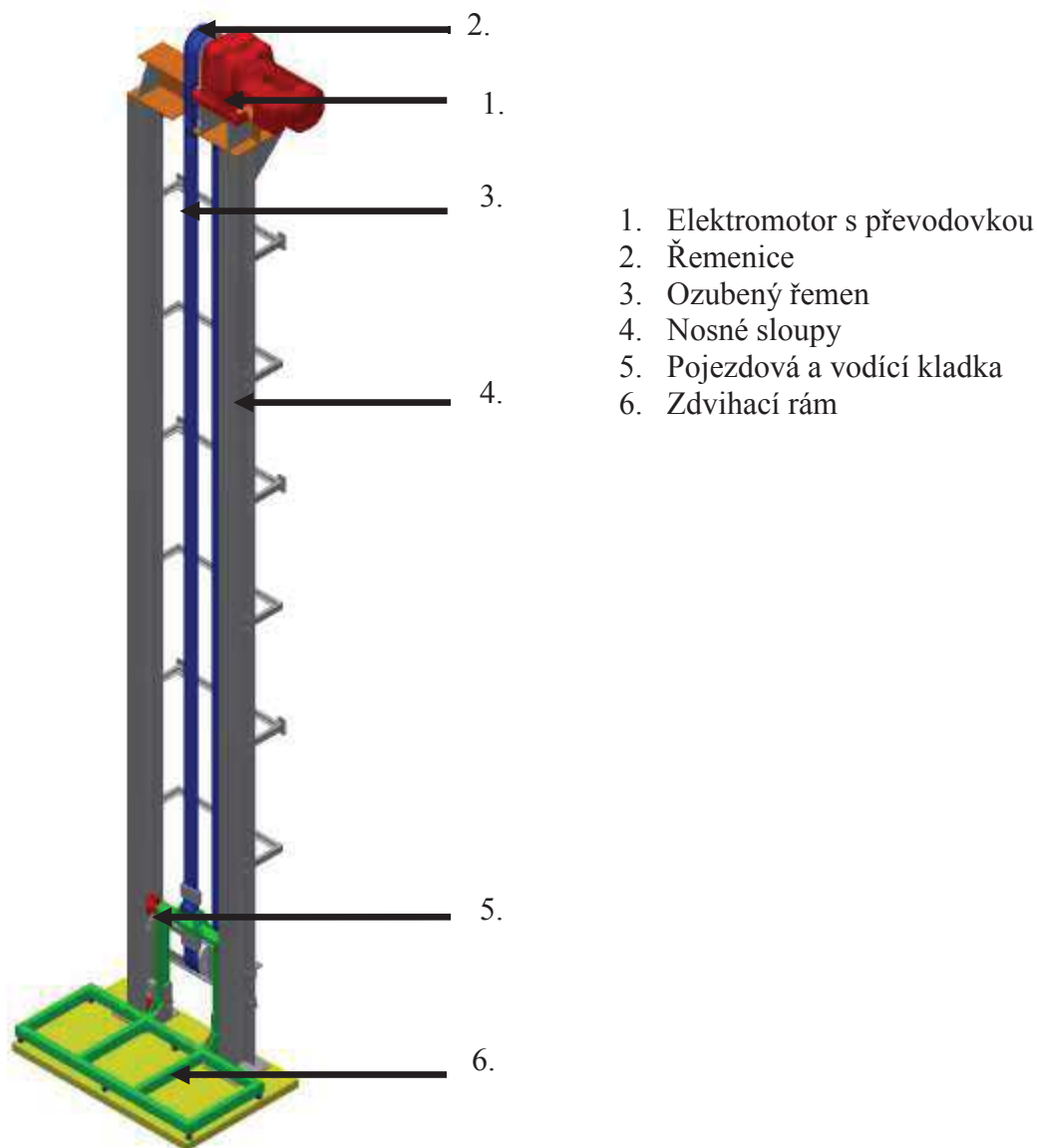
Na obr. 11 je zachycen prvotní návrh řešení celé konstrukce.



Obr. 11 Předběžný návrh zdviže

## 4.2 KONEČNÝ NÁVRH ŘEŠENÍ

Některé části z předběžného návrhu nevyhovovaly, protože byly výrobně složité, neměly požadovanou únosnost, či byly neekonomické. Celkově byl mechanismus zjednodušen, a byly odebrány některé komponenty neovlivňující primární funkci.



Obr. 12 Finální návrh zdviže

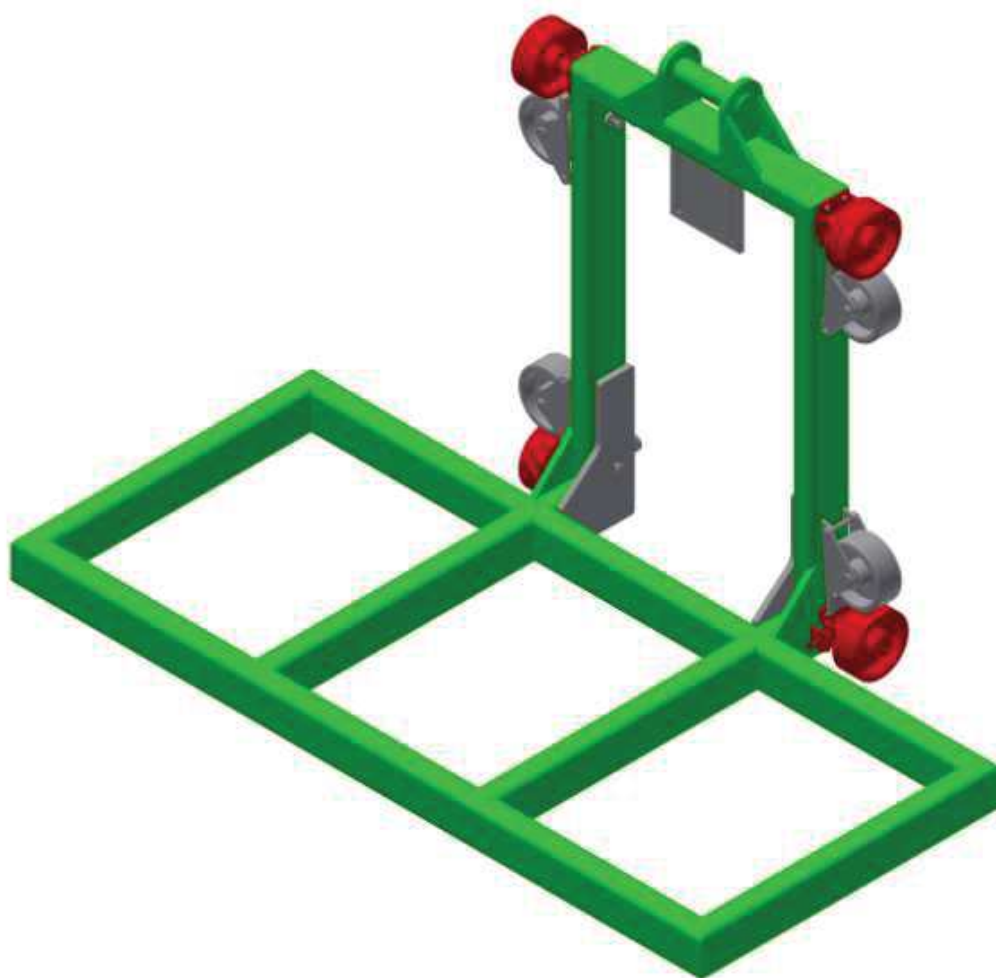
## 5 KONSTRUKČNÍ PRVKY PALETOVÉ ZDVIŽE

V této kapitole jsou popsány jednotlivé prvky paletové zdviže, účel funkce, funkční výpočty a zdůvodnění jejich volby.

### 5.1 ZDVIHACÍ RÁM

Zdvihací rám je vyroben z obdélníkového dutého profilu 140 x 80 x 8 z materiálu S355J2H. Vzhledem k tomu že je rám vyroben jako svařenec, je zvolen materiál S355J2H, který je tvářený za tepla. Pořizovací cena profilu je vyšší než u profilu tvářeného za studena, ale dovoluje svařování v rádiusu a tím i vyšší pevnost konstrukce. V kritických místech konstrukce je posílen plechy o tloušťce 20 mm pro snížení napětí. Celková hmotnost zdvihacího rámu i s vodíci a nosnými kladkami je 445 kg.

Rám se pohybuje vertikálně v nosných sloupech pomocí nastavitelných vodících a nosných kladek, kterým profil HEB slouží jako lineární vedení. V horní části se nachází čep pro upevnění řemene, z druhé strany horního profilu je připevněno zařízení pro přichycení ochablé části řemene.



*Obr. 13 Sestava zdvihacího rámu*

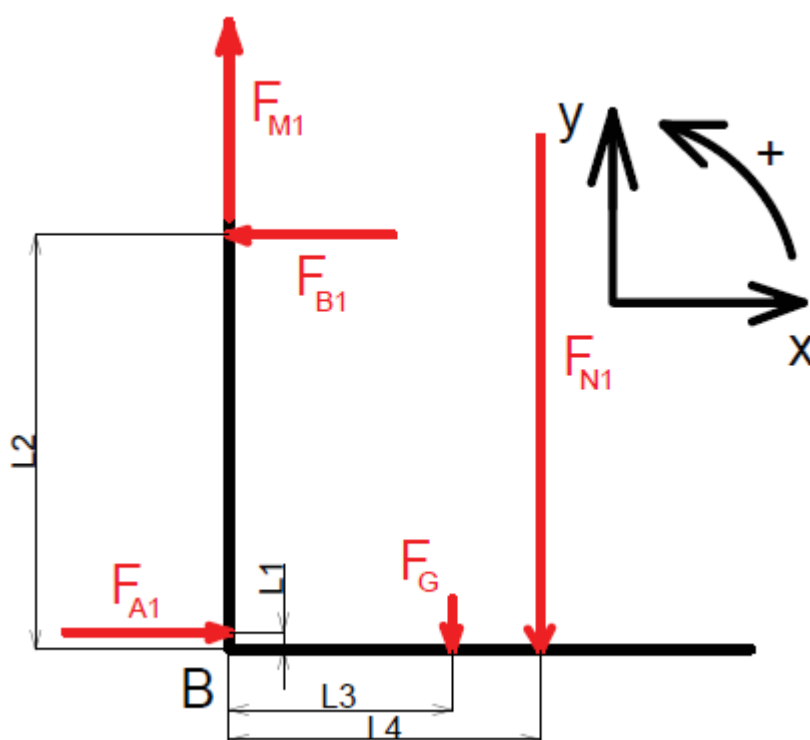
## 5.2 KLDKY

Kladky slouží společně s profilem nosných sloupů HEB jako lineární vedení zdvihacího rámu a zároveň přenášejí silové účinky od břemene do nosných sloupů. Podle účelu jsou rozděleny na kladky vodící a nosné. Kladky jsou vybrány ze stránek firmy Eles+ganter. [18]

### 5.2.1 NOSNÉ KLDKY

Slouží k přenášení většiny silových účinků na sloupy konstrukce. Jsou vyrobeny z litinového disku kola a polyuretanového běhounu. V disku kola je zalisováno kuličkové ložisko, které dovoluje plynulý pohyb. Pro zvolení vhodné kladky jsou provedeny následující výpočty.

**Výpočet silových účinků na nosnou kladku při symetrickém zatížení při rozjezdu vzhůru**



$F_{M1}$  - síla od pohonu při symetrické zátěži;  $F_{N1}$  - síla od břemene při symetrické zátěži;  $F_G$  - tíhová síla rámu;  $F_{A1}$  - reakce od nosné kladky při symetrickém zatížení;  $F_{B1}$  - reakce od nosné kladky při symetrickém zatížení

Obr. 14 Schéma silových účinků při symetrickém zatížení

**Výpočet tíhové síly rámu:**

$$F_G = m_r \cdot (g + a)$$

$$F_G = 445 \cdot (9,81 + 3) \quad (1)$$

$$F_G = 5700 \text{ N}$$

Kde:

$m_r$  [kg] -hmotnost zvedacího rámu

$g$  [m.s<sup>-2</sup>] -gravitační zrychlení

$a$  [m.s<sup>-2</sup>] -vertikální zrychlení zdvihacího rámu

**Výpočet síly od břemene při symetrické zátěži:**

$$F_{N1} = m_{n1} \cdot (g + a)$$

$$F_{N1} = 3000 \cdot (9,81 + 3) \quad (2)$$

$$F_{N1} = 38430 \text{ N}$$

Kde:

$m_{n1}$  [kg] -hmotnost zátěže při symetrickém zatížení

**Výpočet síly od pohonu:**

$$F_{M1} = F_G + F_{N1}$$

$$F_{M1} = 5700 + 38430 \quad (3)$$

$$F_{M1} = 44130 \text{ N}$$

**Rovnováha sil v ose x:**

$$\sum F_x: F_{A1} - F_{B1} = 0 \quad (4)$$

**Rovnováha sil v ose y:**

$$\sum F_y: F_{M1} - F_G - F_{N1} = 0 \quad (5)$$

**Momentová rovnováha k bodu B:**

$$\sum M_B: -F_{A1} \cdot 0,085 + F_{B1} \cdot 1,26 - F_G \cdot 0,578 - F_{N1} \cdot 0,8 = 0 \quad (6)$$

Z rovnice (4) vyplývá, že síla  $F_{A1} = F_{B1}$ . Po tomto dosazení do rovnice (6) je vyjádřena síla  $F_{A1}$ :

**Výpočet reakce od kladky:**

$$F_{A1} = \frac{F_G \cdot 0,573 + F_{N1} \cdot 0,8}{(1,26 - 0,085)}$$

$$F_{A1} = \frac{5700 \cdot 0,573 + 38430 \cdot 0,8}{(1,26 - 0,085)} \quad (7)$$

$$F_{A1} = 28945 \text{ N}$$

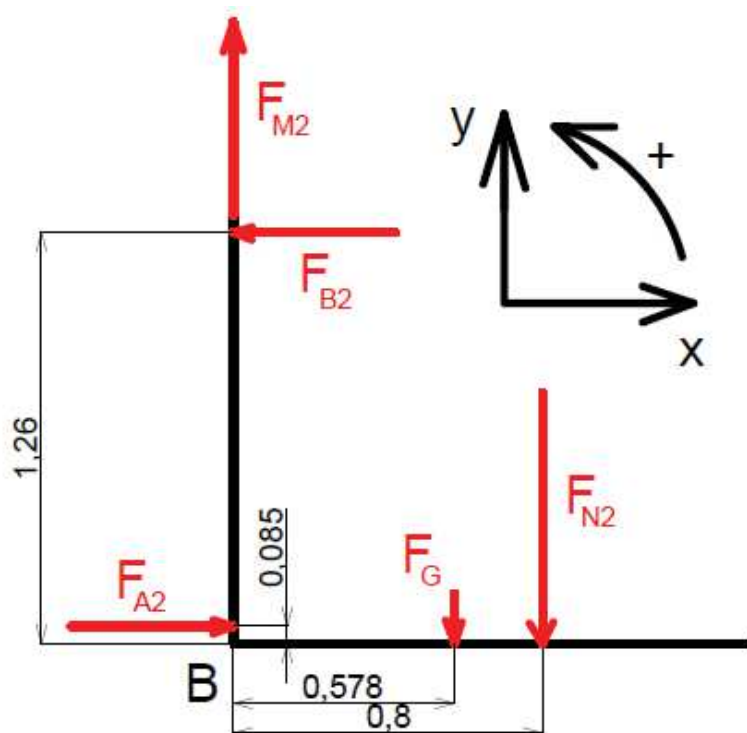
**Výpočet síly na jednu nosnou kladku při symetrické zátěži:**

$$F_{RA1} = \frac{F_{A1}}{2}$$

$$F_{RA1} = \frac{28945}{2} \quad (8)$$

$$F_{RA1} = 14472 \text{ N}$$

**Výpočet silových účinků na nosnou kladku při asymetrickém zatížení při rozjezdu vzhůru**



$F_{M2}$  - síla od pohonu při asymetrické zátěži;  $F_{N2}$  - síla od břemene při asymetrické zátěži;  $F_G$  - tíhová síla rámu;  $F_{A2}$  - reakce od nosné kladky při asymetrickém zatížení;  $F_{B2}$  - reakce od nosné kladky při asymetrickém zatížení

*Obr. 15 Schéma silových účinků při asymetrickém zatížení*

**Výpočet síly od břemene při asymetrické zátěži:**

$$F_{N2} = m_{n2} \cdot (g + a)$$

$$F_{N2} = 1500 \cdot (9,81 + 3) \quad (9)$$

$$F_{N2} = 19215N$$

Kde:

$m_{n2}$  [kg] -hmotnost zátěže při asymetrickém zatížení

**Výpočet síly od pohonu:**

$$F_{M2} = F_G + F_{N2}$$

$$F_{M2} = 5700 + 19215 \quad (10)$$

$$F_{M2} = 24915N$$

**Rovnováha sil v ose x:**

$$\sum F_x: F_{A2} - F_{B2} = 0 \quad (11)$$

**Rovnováha sil v ose y:**

$$\sum F_y: F_{M2} - F_G - F_{N2} = 0 \quad (12)$$

**Momentová rovnováha k bodu B:**

$$\sum M_B: -F_{A2} \cdot 0,085 + F_{B2} \cdot 1,26 - F_G \cdot 0,578 - F_{N2} \cdot 0,8 = 0 \quad (13)$$

Z rovnice (11) vyplývá, že síla  $F_{A2} = F_{B2}$ . Po tomto dosazení do rovnice (13) je vyjádřena síla  $F_{A2}$ :

**Výpočet reakce od kladky:**

$$F_{A2} = \frac{F_G \cdot 0,578 + F_{N2} \cdot 0,8}{(1,26 - 0,085)}$$

$$F_{A2} = \frac{5700 \cdot 0,573 + 24915 \cdot 0,8}{(1,26 - 0,085)} \quad (14)$$

$$F_{A2} = 19743 N$$

**Výpočet síly na jednu kladku při asymetrické zátěži:**

$$F_{RA2} = \frac{F_{A2}}{2}$$
$$F_{RA2} = \frac{19743}{2} \quad (15)$$
$$F_{RA2} = 9872 \text{ N}$$

Z výše uvedených rovnic vyplývá, že zatížení nosné kladky je vyšší při symetrickém zatížení a to 14472 N. Proto je zvolena kladka RE.F4-200x80-RSL, která dovoluje dynamické zatížení 16 kN. [18]



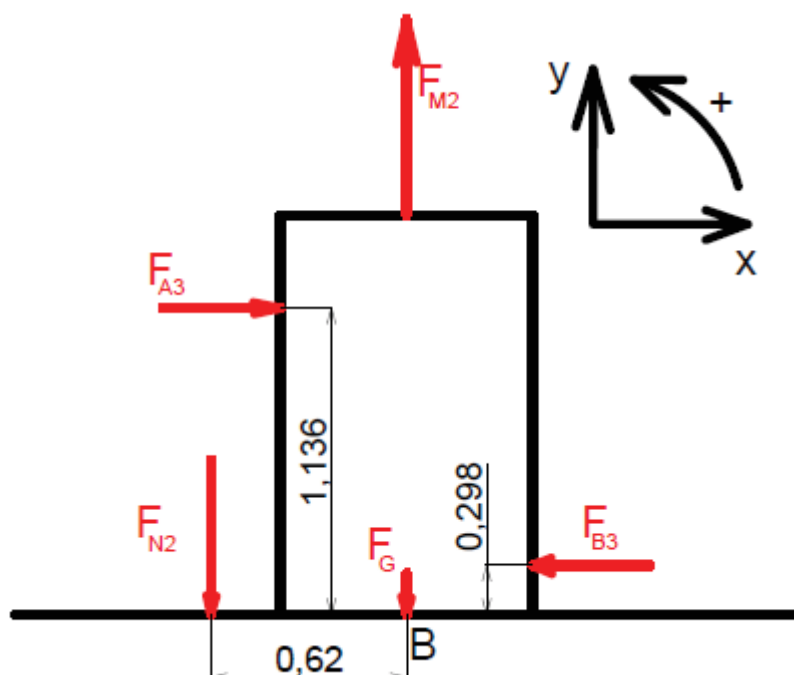
*Obr. 19 Nosná kladka RE.F4-200x80-RSL*

### 5.2.2 VODÍCÍ Kladky

Slouží k přenášení silových účinků při asymetrickém zatížení na sloupy konstrukce. Vzhledem k tomu, že jsou vodící kladky namáhány pouze při asymetrickém zatížení, není jejich výpočet při zatížení symetrickém prováděn. Vodící kladky mají stejnou konstrukci jako kladky nosné.



### Výpočet silových účinků na vodící kladku při asymetrickém zatížení při rozjezdu vzhůru



$F_{M2}$  - síla od pohonu;  $F_{N2}$  - síla od břemene při asymetrické zátěži;  $F_G$  - tíhová síla;  $F_{A3}$  - reakce od vodící kladky při asymetrické zátěži;  $F_{B3}$  - reakce od vodící kladky při asymetrické zátěži

Obr. 20 Schéma silových účinků při asymetrickém zatížení

**Rovnováha sil v ose x:**

$$\sum F_x: F_{A3} - F_{B3} = 0 \quad (16)$$

**Rovnováha sil v ose y:**

$$\sum F_y: F_{M2} - F_G - F_{N2} = 0 \quad (17)$$

**Momentová rovnováha k bodu B:**

$$\sum M_B: -F_{A3} \cdot 1,136 + F_{B3} \cdot 0,298 + F_{N2} \cdot 0,62 = 0 \quad (18)$$

Po dosazení za  $F_{B3}$  z rovnice (16) do rovnice (18) je vyjádřena síla na jednu kladku  $F_{A3}$ :

**Výpočet síly na jednu kladku:**

$$F_{A3} = \frac{F_{N2} \cdot 0,62}{(1,136 - 0,298)}$$

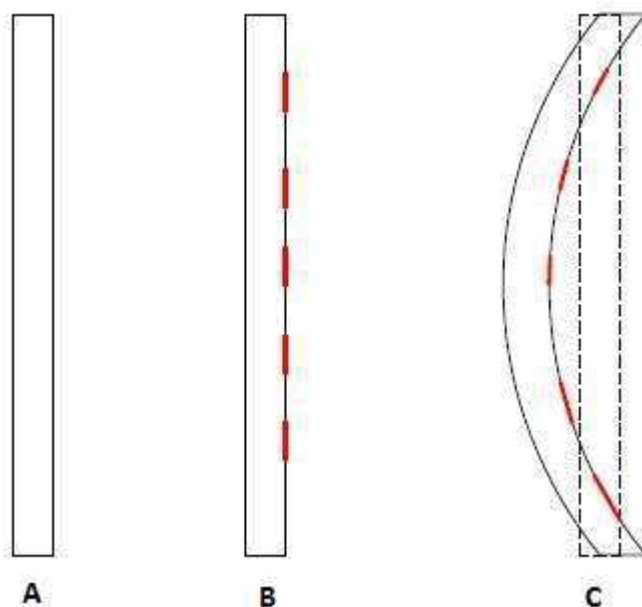
$$F_{A3} = \frac{19215 \cdot 0,62}{(1,136 - 0,298)} \quad (19)$$

$$F_{A3} = 14216 \text{ N}$$

Z výše uvedených rovnic vyplývá, že zatížení vodící kladky je 14216 N. Proto je zvolena kladka totožná s kladkou nosnou.

### 5.3 NOSNÉ SLOUPY

Tvoří nosnou konstrukci celé zdviže. Jsou navrženy z profilu HEB 260, DIN 1025-2, a to z důvodu průměru nosné kladky 200 mm, která se pohybuje ve vnitřní části profilu. Materiálem těchto profilů je ocel S235JR. Ve spodní části sloupů jsou přivařeny plechové patky s otvory pro expanzní kotvy. Ve vrchní části jsou sloupy upraveny pro přišroubování horního nosníku. Sloupy jsou po celé délce zpevněny výztuhami z profilu U 80, DIN 1026-1 z oceli S235JR. Každá druhá výztuha je opatřena plechovými patkami, aby mohla být celá konstrukce při montáži ukotvena. Tyto výztuhy jsou k HEB profilům přišroubovány, aby se profil neohýbal a nebyl zatížen zbytkovým napětím, které by vzniklo v případě svarového spoje, viz obr. 21. Stav A znázorňuje sloup před svařením. Stav B červeně znázorňuje místo svaru těsně po svaření. Stav C názorně ukazuje deformaci sloupu po vychladnutí svaru.

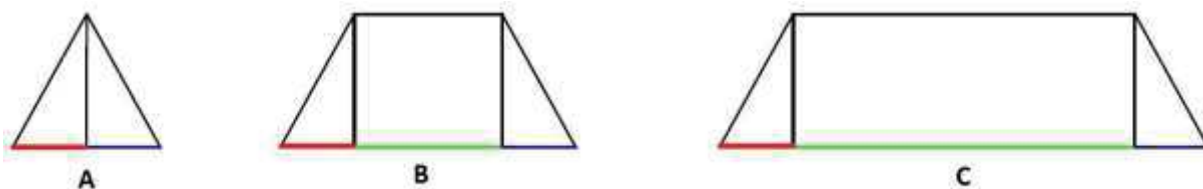


*Obr. 21 Schéma deformace sloupů po svaření*

### 5.4 VOLBA PROTIZÁVAŽÍ

Užití protizávaží je vhodné u výtahů, které mají dlouhou dráhu, po které se pohybují rovnoměrným pohybem, viz obr. 22 C. Výtahy, které se pohybují po krátkých drahách, kde

většinu dráhy zrychlují, či brzdí, protizávaží nepoužívají, z důvodů velkých setrvačných sil, viz obr. 22 A. Obrázek 22 B znázorňuje výtah, u kterého je použití protizávaží závislé na ekonomických parametrech. V případě tohoto zadání je rozhodnuto na základě ekonomických požadavků a taktéž z důvodů relativně krátké doby běhu o tom, že použití protizávaží je zbytečné.



Obr. 22 Rychlostní diagramy výtahů (červená - rozběh; zelená - rovnoměrný pohyb; modrá - doběh)

## 5.5 HORNÍ NOSNÍK

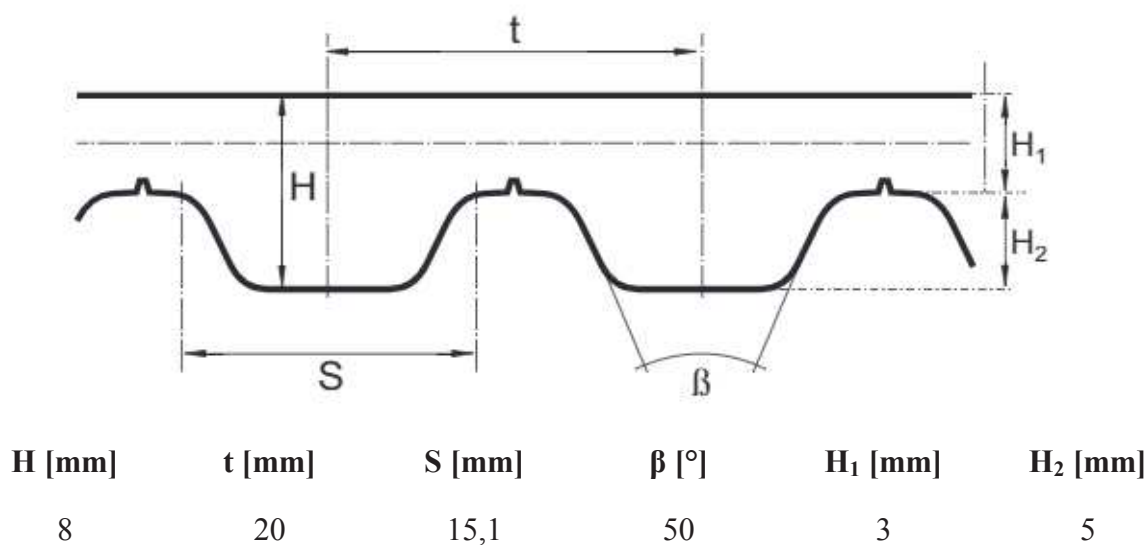
Součást spojuje oba HEB profily v horní části konstrukce pomocí šroubového spoje. Dále slouží pro upevnění elektromotoru s převodovkou. Je vyroben jako svařenec z plechů o tloušťce 20 mm. Jednotlivé plechy jsou opatřeny zámky pro snazší sestavení při svařování, odpadá tak použití přípravku. Nosník je vyroben z materiálu S355J2+N.

## 5.6 SPODNÍ NOSNÍK

Součást spojuje oba HEB profily ve spodní části konstrukce pomocí šroubového spoje. Je vyroben jako svařenec z plechů o tloušťce 20 mm. Jednotlivé plechy jsou opatřeny zámky pro snazší sestavení při svařování, odpadá tak použití přípravku. Nosník je vyroben z materiálu S355J2+N. Slouží k upevnění ložisek UCP 208 s dynamickou únosností 19,9 kN a statickou únosností 13,7 kN [19] pro osu spodní řemenice, dále se zde nachází napínací zařízení pro správné napnutí řemenu.

## 5.7 TAŽNÝ ELEMENT

Tažný element přenáší sílu od řemenice ke zdvihacímu rámu. Jako tažný element, na základě výpočtu v rovnici (20), je zvolen ozubený řemen 200 AT20, který má maximální povolené zatížení 49,1 kN a sílu nutnou k přetržení řemenu 160,5 kN. Z uvedeného výsledku v rovnici (20) vyplývá, že provozní síla v mechanismu je nižší než maximální síla uvedená výrobcem. [20]



Obr. 23 Profil řemenu AT 20 s rozměry [21]

**Výpočet maximální síly v řemenu:**

Největší síla v řemenu vzniká při zatížení symetrickém. Proto není počítán stav asymetrického zatížení.

$$F_R = F_{N1} + F_G$$

$$F_R = 38430 + 5700 \quad (20)$$

$$F_R = 44130 \text{ N}$$

**5.8 ŘEMENICE**

V návrhu jsou použity dvě obdobné řemenice s počtem zubů  $z = 63$  a roztečnou kružnicí  $d_e = 398,2$  mm. První je nasazena pomocí samostředícího svěrného hřídelového pouzdra RCK 11 na výstupní hřídel z převodovky elektromotoru. Druhá je nasazena na ose pomocí tvarového spoje na spodním držáku řemenice. Materiálem řemenic je slitina hliníku EN AW 6063 T6. [22], [23]

## 6 VOLBA A KONTROLA POHONU ZDVIŽE

Pro volbu převodovaného elektromotoru je nutné stanovit předběžný krouticí moment, výkon a otáčky.

### 6.1 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉHO VÝKONU, KROUTICÍHO MOMENTU A OTÁČEK

Pro výpočet je nutno stanovit otáčky motoru, aby se zdvihací rám pohyboval požadovanou rychlostí  $3 \text{ m.s}^{-1}$ . Ve výpočtech není uvažována hmotnost řemene, protože je ve smyčce a tíhové síly od něj se navzájem vyruší.

**Výpočet návrhových otáček motoru:**

$$n_N = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{ř}}}$$

$$n_N = \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot 199,1 \cdot 10^{-3}} \quad (21)$$

$$n_N = 2,4 \text{ s}^{-1} \cong 144 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

$r_{\text{ř}}$  [m] -poloměr řemenice

$v$  [ $\text{m.s}^{-1}$ ] -požadovaná rychlost

**Výpočet zátěžné síly pohonu:**

$$F_z = (m_r + m_{N1}) \cdot g$$

$$F_z = (445 + 3000) \cdot 9,81 \quad (22)$$

$$F_z = 33795 \text{ N}$$

**Výpočet návrhového výkonu:**

$$P_N = F_z \cdot v$$

$$P_N = 33795 \cdot 3 \quad (23)$$

$$P_N = 101385 \text{ W} \cong 101 \text{ kW}$$

**Výpočet návrhového krouticího momentu:**

$$M_{kN} = F_z \cdot r_{\text{ř}}$$

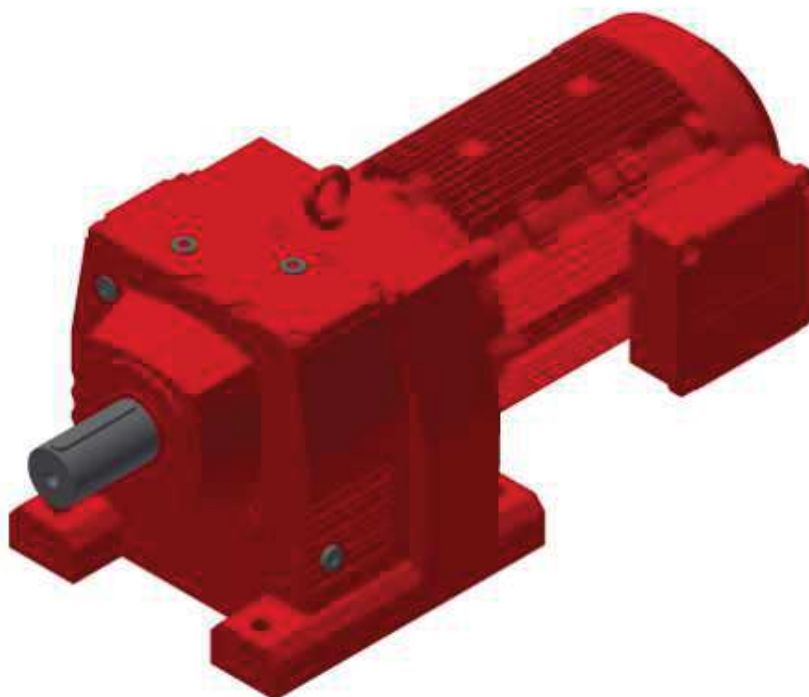
$$M_{kN} = 33795 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} \quad (24)$$

$$M_{kN} = 6759 \text{ Nm}$$

## 6.2 VOLBA POHONU

Z výsledků rovnic (21), (23) a (24) vyplývá, že návrhové otáčky výstupní hřídele převodovky elektromotoru jsou kolem  $144 \text{ min}^{-1}$ , minimální výkon motoru je 101 kW a minimální krouticí moment je 6759 Nm.

Elektromotor je volen s čelní převodovkou a brzdou v patkovém provedení s typovým označením R167DRN315L4BE122 s výkonem 160 kW, krouticím momentem 10500 Nm a otáčkami výstupní hřídele převodovky  $145 \text{ min}^{-1}$ . Výkon a krouticí moment jsou zvoleny vyšší, protože motor musí překonat setrvačné síly a také pasivní odpory, které nebyly zahrnuty v předběžných výpočtech. Další parametry jsou uvedeny v tabulce 1. [25]



Obr. 24 Elektromotor s čelní převodovkou R167DRN315L4BE122 [25]

Tab. 1 Parametry pohonu zdviže [25]

<b>Jmenovité otáčky motoru [<math>\text{min}^{-1}</math>]</b>	1488
<b>Výstupní otáčky [<math>\text{min}^{-1}</math>]</b>	145
<b>Převodový poměr celkově</b>	10,24
<b>Výstupní krouticí moment [Nm]</b>	10500
<b>Výstupní hřídel [mm]</b>	120x210
<b>Povolená výstupní radiální síla při <math>n=1400</math> [kN]</b>	97,6
<b>Výkon motoru [kW]</b>	160
<b>Hmotnost netto [Kg]</b>	1790,4
<b>Brzdý moment [Nm]</b>	2000
<b>Brzda BE122- SEW - kotoučová brzda se 2 kotouči (230 V, 2000 Nm)</b>	

### 6.3 KONTROLA POHONU

V této podkapitole je proveden výpočet pasivních odporů, které musí pohon překonat. Jedná se o výpočty čepového a valivého tření při symetrickém i asymetrickém zatížení. Dále je počítán ekvivalentní krouticí moment a redukovaný moment setrvačnosti.

#### 6.3.1 VÝPOČET PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI SYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ

**Výpočet valivého odporu nosné kladky [26]:**

$$M_{V1} = F_{RA1} \cdot e$$

$$M_{V1} = 14472 \cdot 0,002 \quad (25)$$

$$M_{V1} = 29 \text{ Nm}$$

Kde:

e [m] - rameno valivého odporu

**Výpočet celkového valivého odporu nosných kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny čtyři nosné kladky, a při symetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový valivý odpor spočítán v rovnici (26).

$$M_{V1C} = M_{V1} \cdot 4$$

$$M_{V1C} = 29 \cdot 4 \quad (26)$$

$$M_{V1C} = 116 \text{ Nm}$$

**Výpočet ložiskového odporu nosné kladky [27]:**

$$M_{C1} = F_{RA1} \cdot \mu \cdot r_c$$

$$M_{C1} = 14472 \cdot 0,0015 \cdot 0,0125 \quad (27)$$

$$M_{C1} = 0,27 \text{ Nm}$$

Kde:

$\mu$  [-] -konstantní součinitel tření ložiska

$r_c$  [m] -poloměr čepu kladky

**Výpočet celkového ložiskového odporu nosných kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny čtyři nosné kladky, a při symetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový ložiskový odpor spočítán v rovnici (28).

$$M_{C1C} = M_{C1} \cdot 4$$

$$M_{C1C} = 0,27 \cdot 4 \quad (28)$$

$$M_{C1C} = 1,1 \text{ Nm}$$

**6.3.2 VÝPOČET PASIVNÍCH ODPORŮ PŘI ASYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ****Výpočet valivého odporu nosné kladky:**

$$M_{V2} = F_{RA2} \cdot e$$

$$M_{V2} = 9872 \cdot 0,002 \quad (29)$$

$$M_{V2} = 20 \text{ Nm}$$

**Výpočet celkového valivého odporu nosných kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny čtyři nosné kladky, a je předpokládáno, že při asymetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový valivý odpor spočítán v rovnici (30).

$$M_{V2C} = M_{V2} \cdot 4$$

$$M_{V2C} = 20 \cdot 4 \quad (30)$$

$$M_{V2C} = 80 \text{ Nm}$$

**Výpočet ložiskového odporu nosné kladky:**

$$M_{C2} = F_{RA2} \cdot \mu \cdot r_c$$

$$M_{C2} = 9872 \cdot 0,0015 \cdot 0,0125 \quad (31)$$

$$M_{C2} = 0,19 \text{ Nm}$$



**Výpočet celkového ložiskového odporu nosných kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny čtyři nosné kladky, a při asymetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový ložiskový odpor spočítán v rovnici (32).

$$M_{C2C} = M_{C2} \cdot 4$$

$$M_{C2C} = 0,19 \cdot 4 \quad (32)$$

$$M_{C2C} = 0,76 \text{ Nm}$$

**Výpočet valivého odporu vodící kladky:**

$$M_{V3} = F_{RA3} \cdot e$$

$$M_{V3} = 14216 \cdot 0,002 \quad (33)$$

$$M_{V3} = 28 \text{ Nm}$$

**Výpočet celkového valivého odporu vodících kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny dvě vodící kladky, a při asymetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový valivý odpor spočítán v rovnici (34).

$$M_{V3C} = M_{V32} \cdot 2$$

$$M_{V3C} = 28 \cdot 2 \quad (34)$$

$$M_{V3C} = 56 \text{ Nm}$$

**Výpočet ložiskového odporu vodící kladky:**

$$M_{C3} = F_{RA3} \cdot \mu \cdot r_c$$

$$M_{C3} = 14216 \cdot 0,0015 \cdot 0,0125 \quad (35)$$

$$M_{C3} = 0,27 \text{ Nm}$$

**Výpočet celkového ložiskového odporu vodících kladek:**

Vzhledem k tomu že na konstrukci jsou umístěny dvě vodící kladky, a při asymetrickém zatížení jsou stejně zatíženy, je celkový ložiskový odpor spočítán v rovnici (37).

$$M_{C3C} = M_{C3} \cdot 2$$

$$M_{C3C} = 0,27 \cdot 2 \quad (36)$$

$$M_{C3C} = 0,54 \text{ Nm}$$

### 6.3.3 VÝPOČET REDUKOVANÉHO MOMENTU SETRVAČNOSTI PŘI SYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ

Při výpočtu zrychlení zdvihacího rámu je použita metoda redukce. Metoda je výhodná, pokud se v mechanismu nachází mnoho členů, pro které není potřeba sestavovat pohybové rovnice. V tomto případě má soustava pouze jeden stupeň volnosti. Pohyb soustavy lze vyjádřit jako pohyb myšleného členu, který se pohybuje stejně se zvoleným členem soustavy. Na tento člen redukuje všechny hmoty i všechny silové účinky. Redukce je provedena na těleso konající rotační pohyb. [28]

V uvažovaném případě koná translační pohyb zdvihací rám, břemeno a pás, rotační pohyb konají horní a spodní řemenice, nosná a vodící kladka.

#### Kinetická energie soustavy při symetrickém zatížení:

$$\frac{1}{2} \cdot J_{reds} \cdot \dot{\phi}_r^2 = \frac{1}{2} \cdot (m_r + m_{n1} + m_{re}) \cdot \dot{x}_r^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{r1} \cdot \dot{\phi}_r^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{r2} \cdot \dot{\phi}_r^2 + \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot J_k \cdot \dot{\phi}_k^2 \quad (37)$$

Kde:

$J_{reds}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	-redukováný moment setrvačnosti při symetrickém zatížení
$\dot{\phi}_r$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	-úhlová rychlost řemenice
$m_{re}$	[kg]	-hmotnost řemene
$\dot{x}_r$	[m.s <sup>-1</sup> ]	-rychlost zdvihacího rámu
$J_{r1}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	-moment setrvačnosti horní řemenice
$J_{r2}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	-moment setrvačnosti spodní řemenice
$J_k$	[kg.m <sup>2</sup> ]	-moment setrvačnosti nosné i vodící kladky
$\dot{\phi}_k$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	-úhlová rychlost nosné i vodící kladky

#### Rovnice kinematické vazby:

$$\dot{\phi}_k = \frac{\dot{\phi}_r \cdot r_r}{r_k} \quad (38)$$

Kde:

$r_k$	[m]	-poloměr vodící a nosné kladky
-------	-----	--------------------------------

$$\dot{x}_r = \dot{\phi}_r \cdot r_r \quad (39)$$

**Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti při symetrickém zatížení:**

Po dosazení rovnice (38) a (39) do rovnice (37) a po vynásobení rovnice (37) konstantou 2 a vydělení rovnice členem  $\varphi_{\dot{r}}^2$ , dostáváme rovnici pro redukovaný moment setrvačnosti při symetrickém zatížení.

$$J_{reds} = (m_r + m_{n1} + m_{re}) \cdot r_{\dot{r}}^2 + J_{\dot{r}1} + J_{\dot{r}2} + 8 \cdot J_k \cdot \left(\frac{r_{\dot{r}}}{r_k}\right)^2$$

$$J_{reds} = (445 + 3000 + 56) \cdot (199,1 \cdot 10^{-3})^2 + 1,1 + 1,4 + 8 \cdot 0,07 \cdot \left(\frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1}\right)^2 \quad (40)$$

$$J_{reds} = 139 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

**6.3.4 VÝPOČET REDUKOVANÉHO MOMENTU SETRVAČNOSTI PŘI ASYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ**

**Kinetická energie soustavy při asymetrickém zatížení:**

$$\frac{1}{2} \cdot J_{reda} \cdot \dot{\varphi}_{\dot{r}}^2 = \frac{1}{2} \cdot (m_r + m_{n2} + m_{re}) \cdot \dot{x}_r^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\dot{r}1} \cdot \dot{\varphi}_{\dot{r}}^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\dot{r}2} \cdot \dot{\varphi}_{\dot{r}}^2 + \frac{1}{2} \cdot 8 \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_k^2 \quad (41)$$

Kde:

$J_{reda}$  [kg.m<sup>2</sup>] -redukovaný moment setrvačnosti při asymetrickém zatížení

**Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti při asymetrickém zatížení:**

Po dosazení rovnice (38) a (39) do rovnice (41) a po vynásobení rovnice (41) konstantou 2 a vydělení rovnice členem  $\varphi_{\dot{r}}^2$ , dostáváme rovnici pro redukovaný moment setrvačnosti při asymetrickém zatížení.

$$J_{reda} = (m_r + m_{n2} + m_{re}) \cdot r_{\dot{r}}^2 + J_{\dot{r}1} + J_{\dot{r}2} + 8 \cdot J_k \cdot \left(\frac{r_{\dot{r}}}{r_k}\right)^2$$

$$J_{reda} = (445 + 1500 + 56) \cdot (199,1 \cdot 10^{-3})^2 + 1,1 + 1,4 + 8 \cdot 0,07 \cdot \left(\frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1}\right)^2 \quad (42)$$

$$J_{reda} = 79,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

**6.3.5 VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO KROUTICÍHO MOMENTU PŘI SYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ**

Vychází se z rovnice pro výkon vnějších sil. Redukce je provedena na stejný člen jako v podkapitole (6.3.3).

V případě symetrického zatížení jsou uvažovány pouze odpory nosných kladek, vodící kladky jsou v tomto případě teoreticky nezatížené.

**Výkon vnějších sil při symetrickém zatížení:**

$$M_{es} \cdot \dot{\varphi}_{\check{r}} = M_k \cdot \dot{\varphi}_{\check{r}} - (m_r + m_{n1}) \cdot g \cdot \dot{x}_r - M_{V1C} \cdot \dot{\varphi}_k - M_{C1C} \cdot \dot{\varphi}_k \quad (43)$$

Kde:

$M_{es}$  [N.m] -ekvivalentní krouticí moment při symetrickém zatížení

$M_k$  [N.m] -krouticí moment pohonu

**Výpočet ekvivalentního krouticího momentu při symetrickém zatížení:**

Po dosazení rovnice (38) a (39) do rovnice (43) a po vydělení rovnice (43) členem  $\dot{\varphi}_{\check{r}}^2$ , dostáváme rovnici pro ekvivalentní krouticí moment při symetrickém zatížení.

$$M_{es} = M_k - (m_r + m_{n1}) \cdot g \cdot r_{\check{r}} - M_{V1C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k} - M_{C1C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k}$$

$$M_{es} = 10500 - (445 + 3000) \cdot 9,81 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} - 116 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} +$$

$$-1,1 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} \quad (44)$$

$$M_{es} = 3655 \text{ Nm}$$

**6.3.6 VÝPOČET EKVIVALENTNÍHO KROUTICÍHO MOMENTU PŘI ASYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ**

V případě asymetrického zatížení jsou uvažovány odpory nosných a vodících kladek.

**Výkon vnějších sil při asymetrickém zatížení:**

$$M_{ea} \cdot \dot{\varphi}_{\check{r}} = M_k \cdot \dot{\varphi}_{\check{r}} - (m_r + m_{n2}) \cdot g \cdot \dot{x}_r - M_{V2C} \cdot \dot{\varphi}_k - M_{C2C} \cdot \dot{\varphi}_k - M_{V3C} \cdot \dot{\varphi}_k +$$

$$-M_{C3C} \cdot \dot{\varphi}_k \quad (45)$$

**Výpočet ekvivalentního krouticího momentu při asymetrickém zatížení:**

Po dosazení rovnice (38) a (39) do rovnice (45) a po vydělení rovnice (45) členem  $\varphi_{\dot{r}}^2$ , dostáváme rovnici pro ekvivalentní krouticí moment při asymetrickém zatížení.

$$M_{ea} = M_k - (m_r + m_{n2}) \cdot g \cdot r_{\dot{r}} - M_{V2C} \cdot \frac{r_{\dot{r}}}{r_k} - M_{C2C} \cdot \frac{r_{\dot{r}}}{r_k} - M_{V3C} \cdot \frac{r_{\dot{r}}}{r_k} +$$

$$- M_{C3C} \cdot \frac{r_{\dot{r}}}{r_k}$$

$$M_{ea} = 10500 - (445 + 1500) \cdot 9,81 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} - 80 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} +$$

$$- 0,76 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} - 56 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} - 0,54 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1}$$

$$M_{ea} = 6469 \text{ Nm}$$

**6.3.7 VÝPOČET ZRYCHLENÍ RÁMU PŘI SYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ**

**Výpočet úhlového zrychlení řemenice při symetrickém zatížení:**

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}s} = \frac{M_{es}}{J_{reds}}$$

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}s} = \frac{3655}{139}$$

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}s} = 26,29 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

**Výpočet zrychlení rámu při symetrickém zatížení:**

$$a_s = \ddot{\phi}_{\dot{r}s} \cdot r_{\dot{r}}$$

$$a_s = 26,29 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3}$$

$$a_s = 5,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

**6.3.8 VÝPOČET ZRYCHLENÍ RÁMU PŘI ASYMETRICKÉM ZATÍŽENÍ**

**Výpočet úhlového zrychlení řemenice při asymetrickém zatížení:**

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}a} = \frac{M_{ea}}{J_{reda}}$$

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}a} = \frac{6469}{79,5}$$

$$\ddot{\phi}_{\dot{r}a} = 81,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

**Výpočet zrychlení rámu při asymetrickém zatížení:**

$$a_a = \ddot{\varphi}_{ra} \cdot r_r$$

$$a_a = 81,4 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} \quad (50)$$

$$a_a = 16,2 \, m \cdot s^{-2}$$

**6.4 VYHODNOCENÍ POHONU**

Z vypočítaných hodnot v podkapitole (6.3) vyplývá, že zvolený pohon R167DRN315L4BE122 disponuje dostatkem krouticího momentu a výkonu pro překonání pasivních odporů a setrvačných sil při symetrickém zatížení, výsledné zrychlení spočítané v rovnici (49), bude ve skutečnosti o něco nižší, protože do výpočtů nebyly zahrnuty všechny pasivní odpory např. odpor ohybu pásu a odpor v ložiscích hřídele spodní řemenice.

Při obou způsobech zatížení má pohon příliš velký krouticí moment a výkon, jak je uvedeno ve výpočtech v kapitole (6.3). Vzniká tím zrychlení, které překračuje zadanou maximální hodnotu a mohlo by vést k poškození mechanismu. Proto je nutno krouticí moment pohonu při zatěžovacích stavech omezit. Omezení může být provedeno několika způsoby. Volbou méně výkonného pohonu, který ovšem nesplní požadované maximální zrychlení při symetrické zátěži. Dále pomocí frekvenčního měniče, tímto způsobem by se daly nejlépe regulovat parametry motoru, avšak toto řešení je finančně náročné. V tomto případě je zvoleno použití softstartéru Altistart 48. [29], [30]

**6.5 SOFTSTARTÉR**

Umožňuje regulaci spouštění motoru v různých režimech. Pro tuto aplikaci je voleno omezení na určitá procenta hodnoty maximálního krouticího momentu pohonu. Snížením hodnoty maximálního krouticího momentu při obou způsobech zatížení dojde ke snížení zrychlení zvedacího rámu na požadovanou hodnotu. [29]

**Výpočet omezeného úhlového zrychlení řemenice při obou zatěžovacích stavech:**

$$\ddot{\varphi}_{ro} = \frac{a}{r_r}$$

$$\ddot{\varphi}_{ro} = \frac{3}{199,1 \cdot 10^{-3}} \quad (51)$$

$$\ddot{\varphi}_{ro} = 15,7 \, rad \cdot s^{-2}$$

**6.5.1 VYUŽITÁ PROCENTA PLNÉHO VÝKONU POHONU PŘI SYMETRICKÉ ZÁTĚŽI****Výpočet omezeného ekvivalentního krouticího momentu při symetrické zátěži:**

$$M_{eso} = \ddot{\varphi}_{ro} \cdot J_{reds}$$

$$M_{eso} = 15,7 \cdot 139 \quad (52)$$

$$M_{eso} = 2182 \, Nm$$

**Výpočet omezeného krouticího momentu motoru při symetrické zátěži:**

$$M_{kso} = M_{eso} + (m_r + m_{n1}) \cdot g \cdot r_{\check{r}} + -M_{V1C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k} - M_{C1C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k}$$

$$M_{kso} = 2182 + (445 + 3000) \cdot 9,81 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} + 116 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} + +$$

$$+ 1,1 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1}$$
(53)

$$M_{kso} = 9134 \text{ Nm}$$

**Využitá procenta plného výkonu pohonu při symetrické zátěži:**

$$p_s = \frac{M_{kso}}{M_k}$$

$$p_s = \frac{9134}{10500}$$
(54)

$$p_s = 87 \%$$

### 6.5.2 VYUŽITÁ PROCENTA PLNÉHO VÝKONU POHONU PŘI ASYMETRICKÉ ZÁTĚŽI

**Výpočet omezeného ekvivalentního krouticího momentu při asymetrické zátěži:**

$$M_{eao} = \ddot{\phi}_{\check{r}o} \cdot J_{reda}$$

$$M_{eao} = 15,7 \cdot 79,5$$
(55)

$$M_{eao} = 1248 \text{ Nm}$$

**Výpočet omezeného krouticího momentu motoru při asymetrické zátěži:**

$$M_{kao} = M_{eao} + (m_r + m_{n2}) \cdot g \cdot r_{\check{r}} + M_{V2C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k} + M_{C2C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k} + M_{V3C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k} +$$

$$+ M_{C3C} \cdot \frac{r_{\check{r}}}{r_k}$$

$$M_{kao} = 1370 + (445 + 1500) \cdot 9,81 \cdot 199,1 \cdot 10^{-3} + 80 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} +$$

$$+ 0,76 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} + 56 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1} + 0,54 \cdot \frac{199,1 \cdot 10^{-3}}{0,1}$$

$$M_{kao} = 4959 \text{ Nm}$$
(56)

**Využitá procenta plného výkonu pohonu při asymetrické zátěži:**

$$p_a = \frac{M_{kao}}{M_k}$$

$$p_a = \frac{4959}{10500} \quad (57)$$

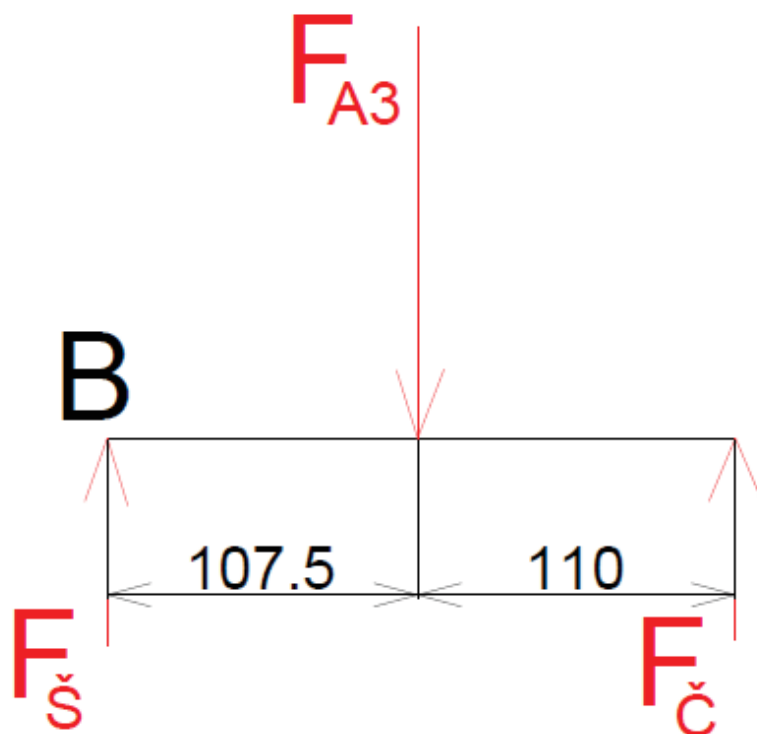
$$p_a = 47,2 \%$$



## 7 PEVNOSTNÍ KONTROLA

V této kapitole je provedena analytická kontrola čepu vodící kladky, čepu nastavení vodící kladky, čepu řemene a svěrné spojky.

### 7.1.1 VÝPOČET ČEPŮ VODÍCÍ Kladky



$F_{A3}$  - síla na kladku;  $F_{\text{š}}$  - síla od šroubového spoje;  $F_{\text{č}}$  - síla v čepu nastavení vodící kladky;

Obr. 25 Schéma silových účinků v čepch vodící kladky

**Momentová rovnováha k bodu B:**

$$\sum M_B: -F_{A3} \cdot 0,1075 + F_{\text{č}} \cdot (0,1075 + 0,11) = 0 \quad (58)$$

**Výpočet síly v čepu nastavení vodící kladky:**

$$F_{\text{č}} = \frac{F_{A3} \cdot 0,1075}{(0,1075 + 0,11)} \quad (59)$$

$$F_{\text{č}} = 7026 \text{ N}$$

**Kontrola čepu nastavení vodící kladky na otlačení:**

$$p_{\check{c}nvk} = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2}}{S_{\check{c}nvk}}$$

$$p_{\check{c}nvk} = \frac{\frac{7026}{2}}{150} \quad (60)$$

$$p_{\check{c}nvk} = 23,4 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 65 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_{\check{c}nvk}$  [mm<sup>2</sup>] -plocha průmětu stykové plochy čepu nastavení vodící kladky do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy

$p_{dov}$  [MPa] - dovolená hodnota tlaku na stykových plochách [35]

**Kontrola čepu nastavení vodící kladky na střih:**

$$\tau_{\check{c}nvk} = \frac{\frac{F_{\check{c}}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}nvk}^2}{4}}$$

$$\tau_{\check{c}nvk} = \frac{\frac{7026}{2}}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} \quad (61)$$

$$\tau_{\check{c}nvk} = 19,9 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} = 177 \text{ MPa}$$

Kde:

$d_{\check{c}nvk}$  [mm] -průměr čepu nastavení vodící kladky

$\tau_{dov}$  [MPa] -dovolené napětí ve smyku [35]

**Kontrola čepu vodící kladky na otlačení:**

$$p_{\check{c}vk} = \frac{\frac{F_{A3}}{2}}{S_{\check{c}vk}}$$

$$p_{\check{c}vk} = \frac{\frac{14216}{2}}{250} \quad (62)$$

$$p_{\check{c}vk} = 28,4 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 65 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_{\check{v}k}$  [mm<sup>2</sup>] -plocha průmětu stykové plochy čepu vodící kladky do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy

**Kontrola čepu vodící kladky na střih:**

$$\tau_{\check{v}k} = \frac{\frac{F_{A3}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{v}k}^2}{4}}$$

$$\tau_{\check{v}k} = \frac{\frac{14216}{2}}{\frac{\pi \cdot 25^2}{4}} \quad (63)$$

$$\tau_{\check{v}k} = 14,5 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} = 177$$

Kde:

$d_{\check{v}k}$  [mm] -průměr čepu vodící kladky

**Kontrola čepu rámu na otlačení:**

$$p_{\check{c}r} = \frac{\frac{F_R}{2}}{S_{\check{c}r}}$$

$$p_{\check{c}r} = \frac{\frac{44130}{2}}{1400} \quad (64)$$

$$p_{\check{c}r} = 15,8 \text{ MPa} \leq p_{dov} = 65 \text{ MPa}$$

Kde:

$S_{\check{c}r}$  [mm<sup>2</sup>] -plocha průmětu stykové plochy čepu rámu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy

**Kontrola čepu rámu na střih:**

$$\tau_{\check{c}r} = \frac{\frac{F_R}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}r}^2}{4}}$$

$$\tau_{\check{c}r} = \frac{\frac{44130}{2}}{\frac{\pi \cdot 70^2}{4}} \quad (65)$$

$$\tau_{\check{c}r} = 5,7 \text{ MPa} \leq \tau_{dov} = 177$$

Kde:

$d_{\text{čr}}$  [mm] -průměr čepu rámu

### 7.1.2 KONTROLA SAMOSTŘEDÍCÍHO SVĚRNÉHO HŘÍDELOVÉHO POUZDRA

Samostředící svěrné hřídelové pouzdro RCK 11-120x165 slouží ke spojení výstupní hřídele převodovky s řemenicí, musí přenést velký krouticí moment a zároveň nesmí překonat dovolený tlak na řemenici. Výrobce garantuje přenos krouticího momentu svěrnou spojkou o velikosti 40400 Nm, což je méně než výstupní krouticí moment pohonu, viz tabulka 1. Dále je uveden tlak v náboji 120 MPa. Materiál řemenice má mez kluzu 170 MPa, což je více nežli tlak v náboji. [24], [31]

### 7.1.3 KONTROLA VÝSTUPNÍ RADIÁLNÍ SÍLY

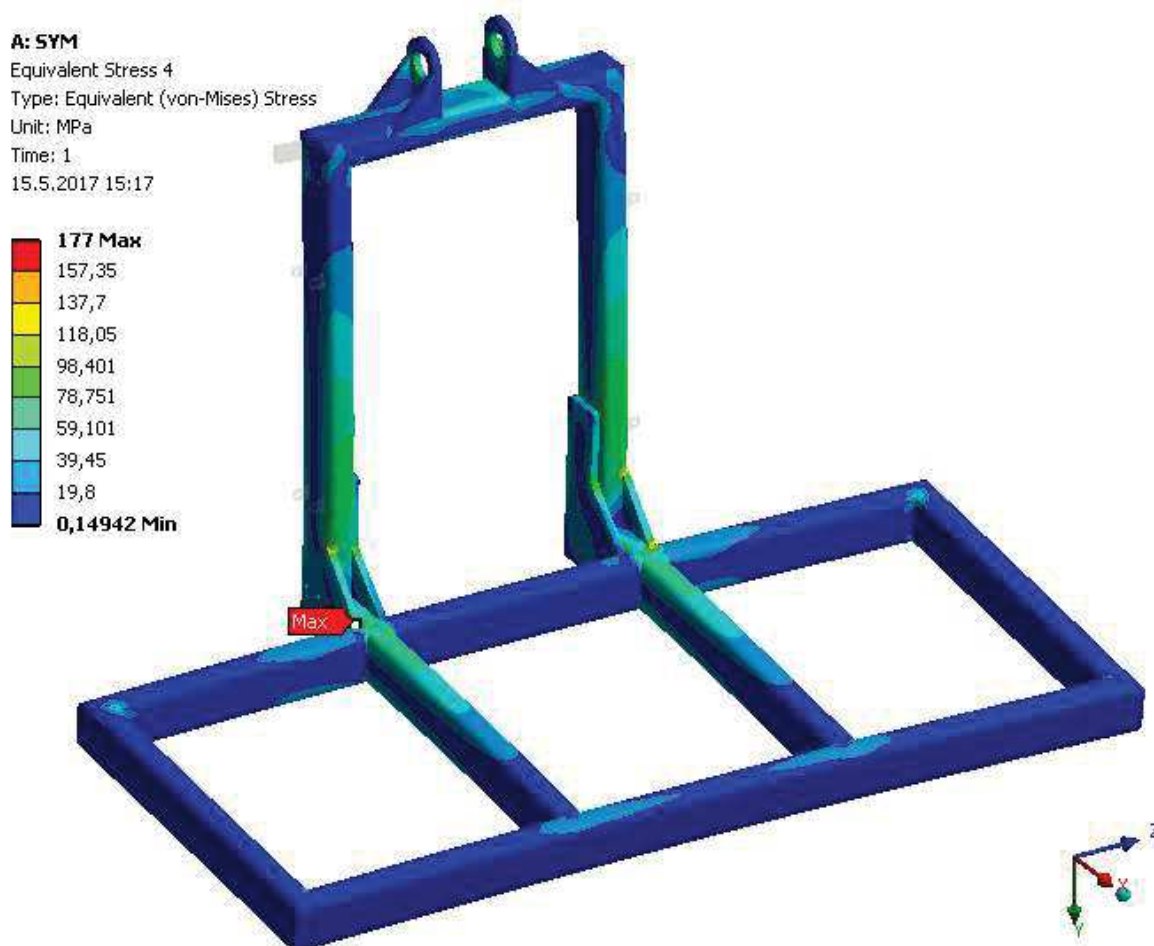
V rovnici (20) je uvedena hodnota maximální síly od břemene 44,1 kN, v tabulce 1 je uvedena hodnota 97,6 kN dovoleného zatížení, dovolené zatížení je tedy větší než skutečné, a součást tedy vyhovuje.

## 8 ANALÝZA POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

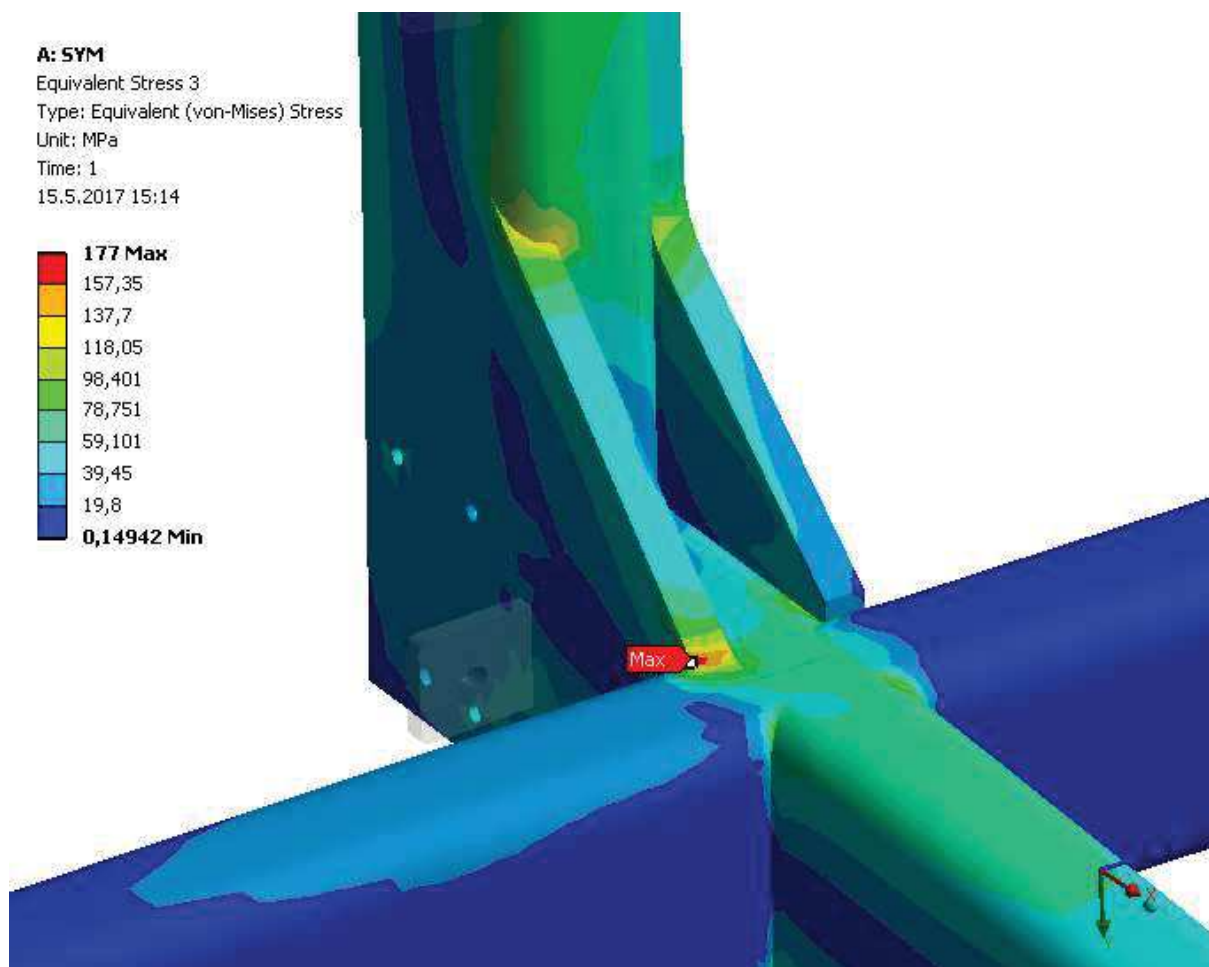
S ohledem na komplikovanou povahu geometrie je zvolen způsob řešení zdvihacího rámu pomocí metody konečných prvků ve výpočtovém systému ANSYS.

Na zdvihací rám je aplikováno zatížení vlastní tíhou, zrychlením při rozběhu, maximální hmotností břemene při symetrickém zatížení. S ohledem na požadavky zadání je následně proveden výpočet pro dva zátěžné stavy, kdy je konstrukce zatížena nejprve symetricky tíhou dvojce palet o maximální hmotnosti 2x1500 kg, následně pak rovněž asymetricky, kdy je uvažována přítomnost pouze jedné palety o hmotnosti 1500 kg uložené asymetricky na jedné z polovin zdvihacího rámu. Velikosti zátěžných sil jsou spočítány v rovnicích (2) a (9), přičemž jsou rozloženy rovnoměrně v rámci oblasti styku palety či palet se zdvihacím rámem.

### 8.1 ANALÝZA SYMETRICKÉHO ZATÍŽENÍ



Obr. 26 Redukované napětí na zdvihacím rámu při symetrickém zatížení



*Obr. 27 Detail maximálního redukovaného napětí na zdvihacím rámu při symetrickém zatížení*

Na obrázcích 26 a 27 je znázorněn průběh redukovaného napětí zdvihacího rámu při symetrickém zatížení. Největší napětí vzniká v místě přivaření vyztužovacích žebër. Maximální hodnota je 177 MPa.

**A: SYM**

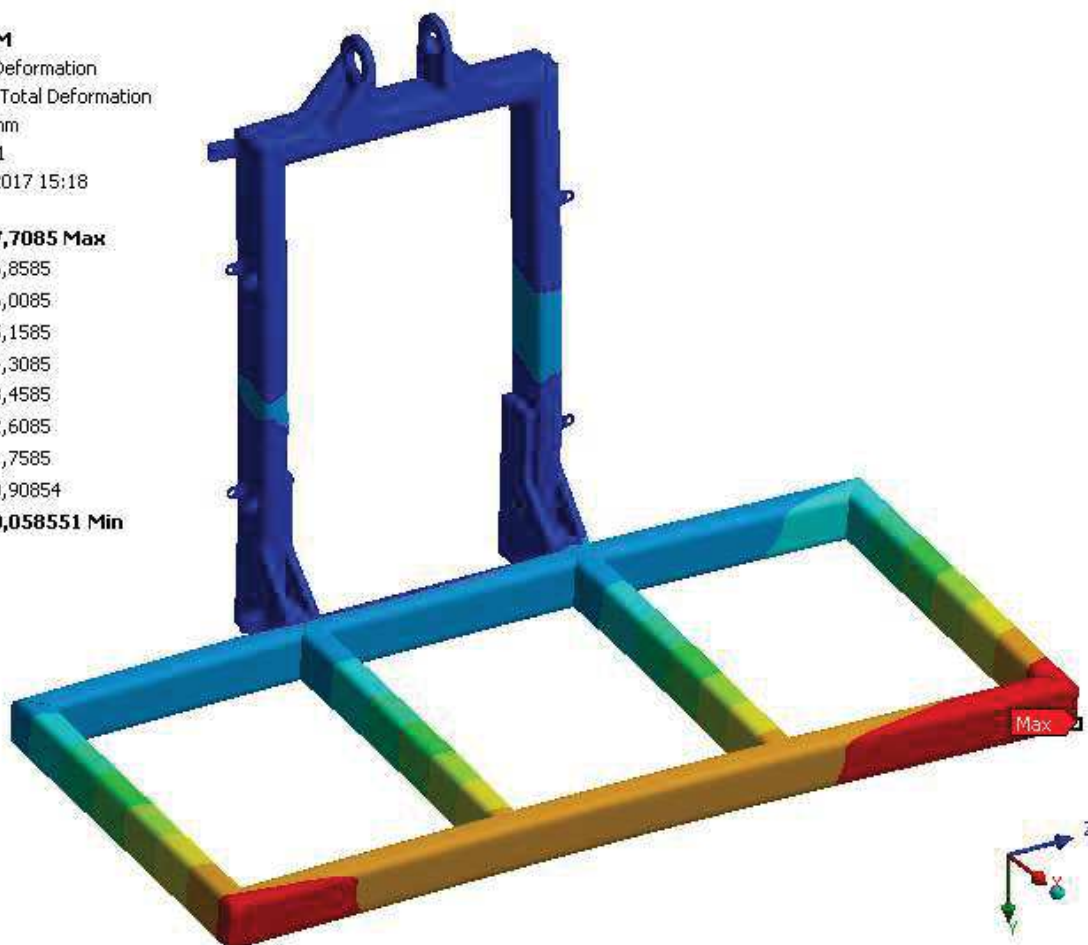
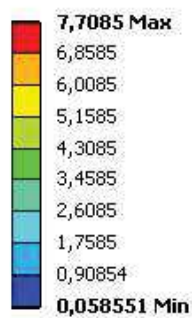
Total Deformation

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 1

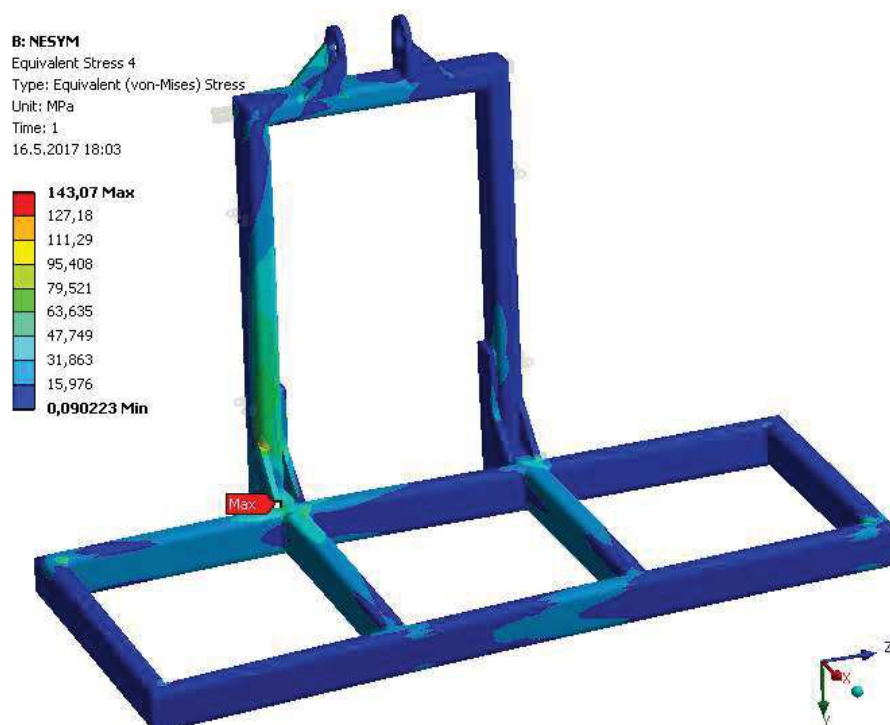
15.5.2017 15:18



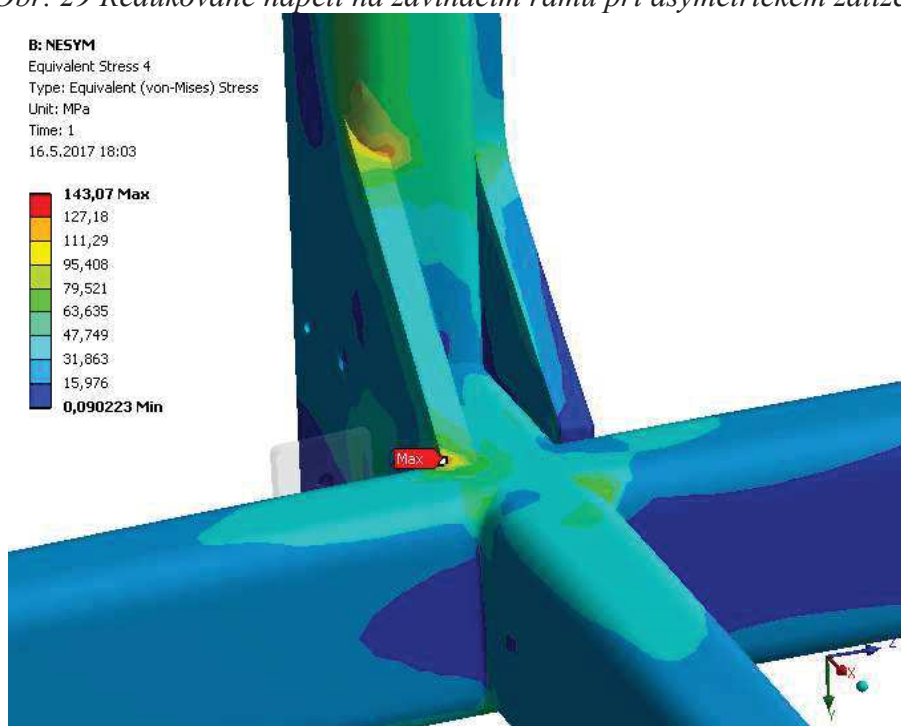
*Obr. 28 Celková deformace zdvihacího rámu při symetrickém zatížení*

Na obrázku 28 je znázorněna celková deformace při symetrickém zatížení. Maximální hodnota deformace je 7,7 mm, a nachází se v rozích rámu nejvíce vzdálených od kladek.

## 8.2 ANALÝZA ASYMETRICKÉHO ZATÍŽENÍ



Obr. 29 Redukované napětí na zdvihacím rámu při asymetrickém zatížení

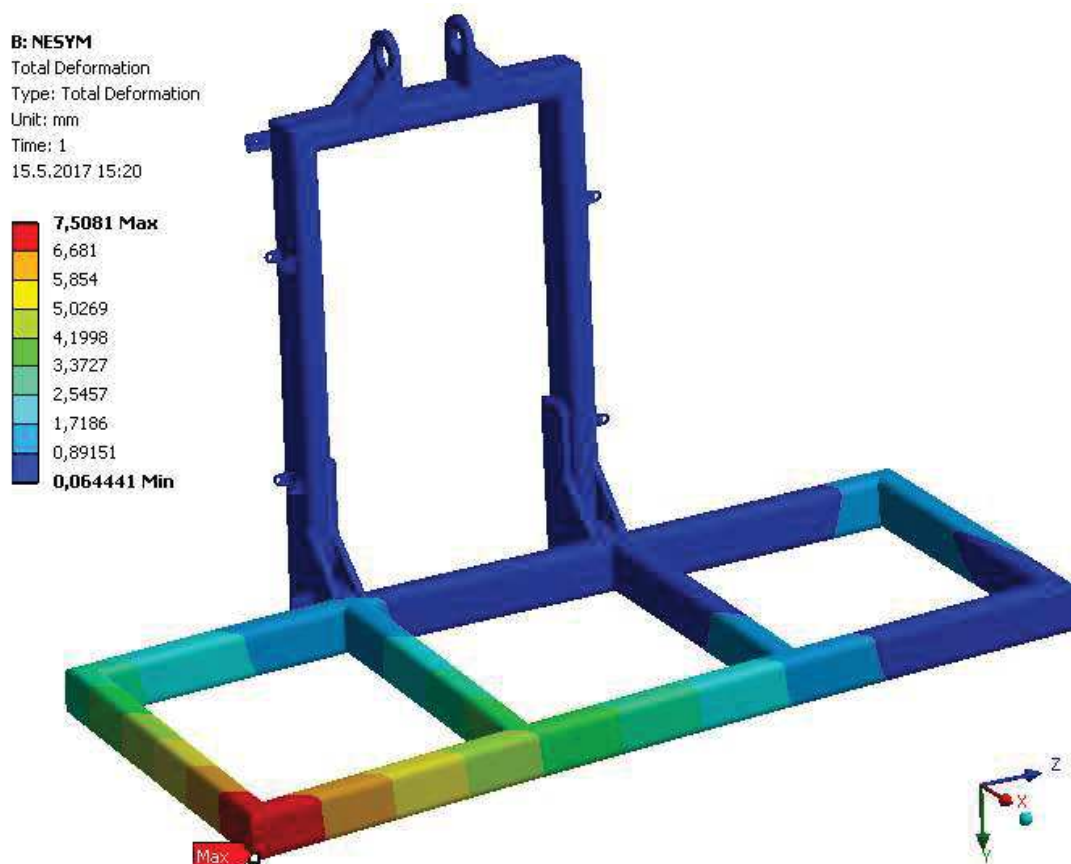


Obr. 30 Detail maximálního redukovaného napětí na zdvihacím rámu při asymetrickém zatížení

Na obrázcích 29 a 30 je znázorněn průběh redukovaného napětí zdvihacího rámu při asymetrickém zatížení. Největší napětí vzniká v místě přivaření vyztužovacích žebër, stejně



jako při symetrickém zatížení, ale jeho hodnota je menší než v předchozím zatěžovacím případě a dosahuje hodnoty 143 MPa.



*Obr. 31 Celková deformace zdvihacího rámu při asymetrickém zatížení*

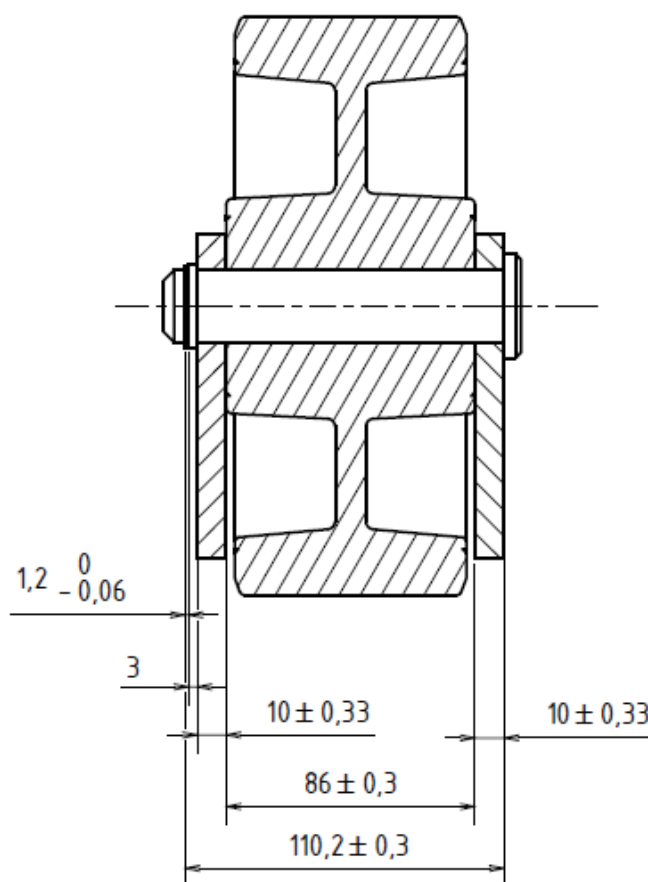
Na obrázku 31 je znázorněna celková deformace při asymetrickém zatížení. Konstrukce se v tomto případě prohýbá pouze na straně zatížení, nezatížená strana zůstává téměř beze změn. Maximální hodnota deformace je srovnatelná s předchozím zatěžovacím stavem.

## 9 ANALÝZA MOŽNÝCH VÝROBNÍCH NEPŘESNOSTÍ S OHLEDEM NA FUNKCI

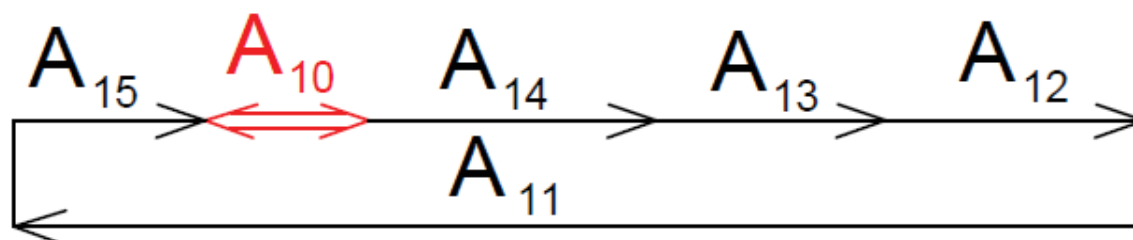
Díry jsou vypalovány laserem, proto mají mezní úchyly  $\pm 0,1$ . Úhlové tolerance jsou vypočítány podle normy ČSN ISO 13920 třída přesnosti A. Netolerované rozměry jsou vypočítány podle normy ČSN ISO 2768-1 třída přesnosti m.

### 9.1 TOLERANCE ČEPŮ

#### 9.1.1 TOLERANCE ČEPU VODICÍ Kladky



Obr. 32 Znárodnění čepu vodící kladky



Obr. 33 Schéma rozměrového obvodu čepu kladky

Tab. 2 Hodnoty jmenovitých rozměrů a tolerancí rozměrového obvodu čepu kladky

Název členu	Zkratka	Hodnota	Mezní úchytky
distanční podložka čepu kladky	$A_{10}$		
čep kladky	$A_{11}$	102,2	+0,3 -0,3
držák kladky	$A_{12}$	10	+0,33 -0,33
kladka	$A_{13}$	86	+0,3 -0,3
držák kladky	$A_{14}$	10	+0,33 -0,33
pojistný kroužek	$A_{15}$	1,2	0 -0,06

**Výpočet jmenovitého rozměru distanční podložky čepu kladky:**

$$A_{10} = A_{11} - (A_{12} + A_{13} + A_{14} + A_{15})$$

$$A_{10} = 110,2 - (10 + 86 + 10 + 1,2) \quad (66)$$

$$A_{10} = 3 \text{ mm}$$

**Výpočet horního mezního rozměru distanční podložky čepu kladky:**

$$A_{10max} = A_{11max} - (A_{12min} + A_{13min} + A_{14min} + A_{15min})$$

$$A_{10max} = 110,5 - (9,67 + 85,7 + 9,67 + 1,14) \quad (67)$$

$$A_{10max} = 4,32 \text{ mm}$$

**Výpočet dolního mezního rozměru distanční podložky čepu kladky:**

$$A_{10min} = A_{11min} - (A_{12max} + A_{13max} + A_{14max} + A_{15max})$$

$$A_{10min} = 109,9 - (10,33 + 86,3 + 10,33 + 1,2) \quad (68)$$

$$A_{10min} = 1,74 \text{ mm}$$

**Výpočet horní úchytky distanční podložky čepu kladky:**

$$S_{10} = A_{10max} - A_{10}$$

$$S_{10} = 4,32 - 3 \quad (69)$$

$$S_{10} = 1,32 \text{ mm}$$

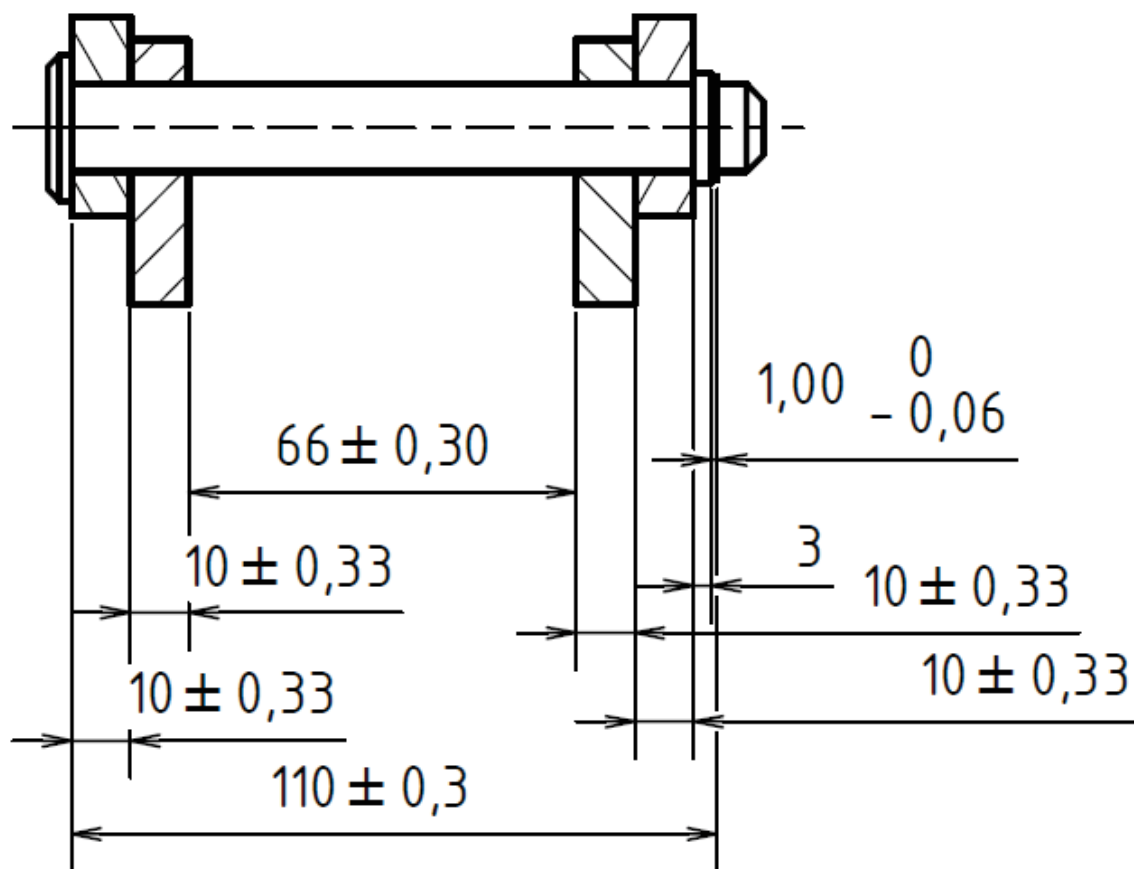
**Výpočet dolní úchytky distanční podložky čepu kladky:**

$$I_{10} = A_{10min} - A_{10}$$

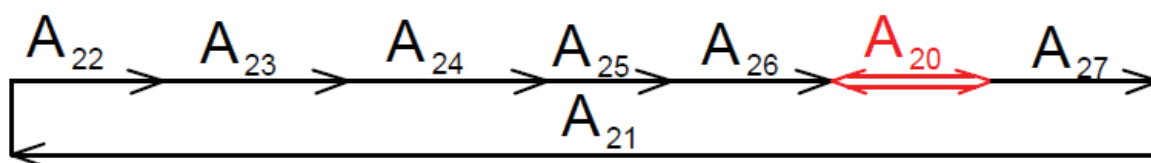
$$I_{10} = 1,74 - 3 \quad (70)$$

$$I_{10} = -1,26 \text{ mm}$$

### 9.1.2 TOLERANČNÍ ANALÝZA ČEPU NASTAVENÍ VODÍČÍ KLDKY



Obr. 34 Znáznornění řepu nastavení vodící kladky



Obr. 35 Schéma rozměrového obvodu čepu nastavení vodící kladky

Tab. 3 Hodnoty jmenovitých rozměrů a tolerancí rozměrového obvodu čepu nastavení vodící kladky

Název členu	Zkratka	Hodnota	Mezní úchytky
distanční podložka čepu nastavení	$A_{20}$		
čep nastavení	$A_{21}$	110	+0,3 -0,3
plechová patka	$A_{22}$	10	+0,33 -0,33
držák kladky	$A_{23}$	10	+0,33 -0,33
mezera čepu nastavení vodící kladky	$A_{24}$	66	+0,3 -0,3
držák kladky	$A_{25}$	10	+0,33 -0,33
plechová patka	$A_{26}$	10	+0,33 -0,33
pojistný kroužek čepu nastavení	$A_{27}$	1	0 -0,06

**Výpočet jmenovitého rozměru distanční podložky čepu nastavení:**

$$A_{20} = A_{21} - (A_{22} + A_{23} + A_{24} + A_{25} + A_{26} + A_{27})$$

$$A_{20} = 110 - (10 + 10 + 66 + 10 + 10 + 1) \quad (71)$$

$$A_{20} = 3 \text{ mm}$$

**Výpočet horního mezního rozměru distanční podložky čepu nastavení:**

$$A_{20max} = A_{21max} - (A_{22min} + A_{23min} + A_{24min} + A_{25min} + A_{26min} + A_{27min})$$

$$A_{20max} = 110,3 - (9,67 + 9,67 + 65,7 + 9,67 + 9,67 + 0,94) \quad (72)$$

$$A_{20max} = 4,98 \text{ mm}$$

**Výpočet dolního mezního rozměru distanční podložky čepu nastavení:**

$$A_{20min} = A_{21min} - (A_{22max} + A_{23max} + A_{24max} + A_{25max} + A_{26max} + A_{27max})$$

$$A_{20min} = 109,7 - (10,33 + 10,33 + 66,3 + 10,33 + 10,33 + 1) \quad (73)$$

$$A_{20min} = 1,08 \text{ mm}$$

**Výpočet horní úchylky distanční podložky čepu nastavení:**

$$S_{20} = A_{20max} - A_{20}$$

$$S_{20} = 4,98 - 3 \quad (74)$$

$$S_{20} = 1,98 \text{ mm}$$

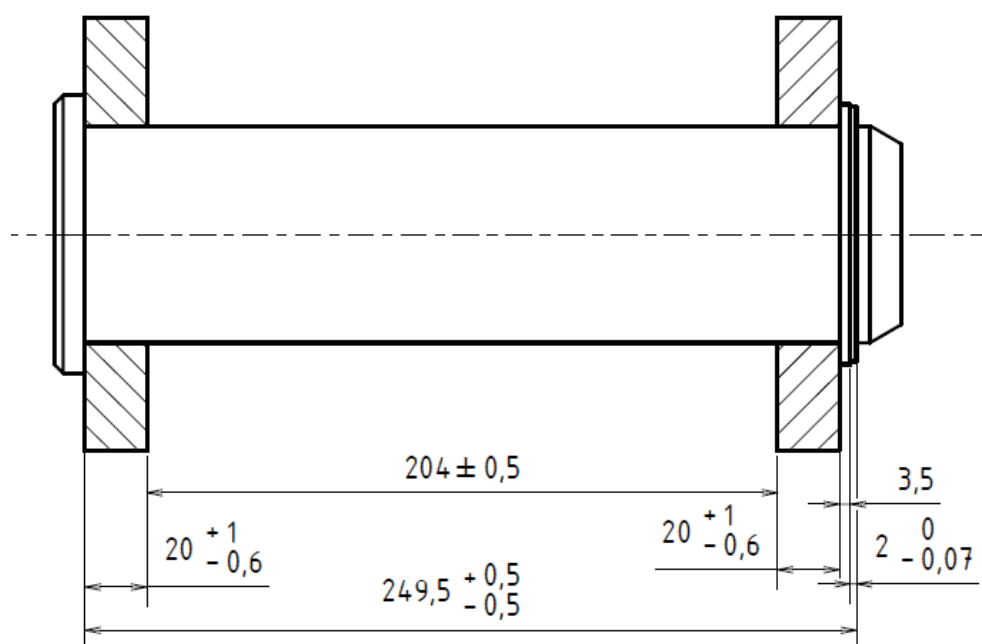
**Výpočet dolní úchylky distanční podložky čepu nastavení:**

$$I_{20} = A_{20min} - A_{20}$$

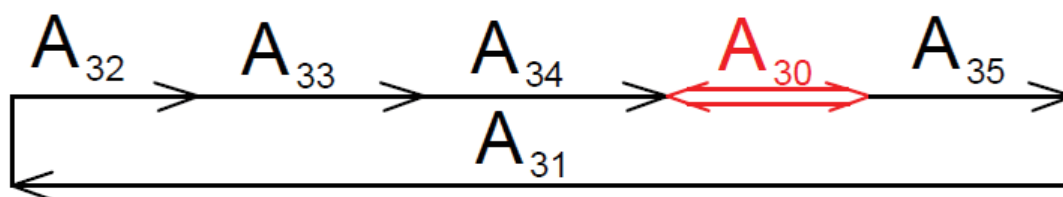
$$I_{20} = 1,08 - 3 \quad (75)$$

$$I_{20} = -1,92 \text{ mm}$$

### 9.1.3 TOLERANCE ČEPU RÁMU



Obr. 36 Znáznornění čepu rámu



Obr. 37 Schéma rozměrového obvodu čepu rámu

Tab. 4 Hodnoty jmenovitých rozměrů a tolerancí rozměrového obvodu čepu rámu

Název členu	Zkratka	Hodnota	Mezní úchytky
distanční podložka čepu rámu	$A_{30}$		
čep rámu	$A_{31}$	250	+0,5 -0,5
držák čepu	$A_{32}$	20	+1 -0,6
mezera čepu rámu	$A_{33}$	204	+0,5 -0,5
držák čepu	$A_{34}$	20	+1 -0,6
pojistný kroužek čepu rámu	$A_{35}$	2,5	0 -0,07

**Výpočet jmenovitého rozměru distanční podložky čepu rámu:**

$$A_{30} = A_{31} - (A_{32} + A_{33} + A_{34} + A_{35})$$

$$A_{30} = 250 - (20 + 204 + 20 + 2,5) \quad (76)$$

$$A_{30} = 3,5 \text{ mm}$$

**Výpočet horního mezního rozměru distanční podložky čepu rámu:**

$$A_{30max} = A_{31max} - (A_{32min} + A_{33min} + A_{34min} + A_{35min})$$

$$A_{30max} = 250,5 - (19,4 + 203,5 + 19,4 + 2,43) \quad (77)$$

$$A_{30max} = 5,77 \text{ mm}$$

**Výpočet dolního mezního rozměru distanční podložky čepu rámu:**

$$A_{30min} = A_{31min} - (A_{32max} + A_{33max} + A_{34max} + A_{35max})$$

$$A_{30min} = 249,5 - (21 + 203,5 + 21 + 2,5) \quad (78)$$

$$A_{30min} = 0,5 \text{ mm}$$

**Výpočet horní úchytky distanční podložky čepu rámu:**

$$S_{30} = A_{30max} - A_{30}$$

$$S_{30} = 5,77 - 3,5 \quad (79)$$

$$S_{30} = 2,27 \text{ mm}$$

Výpočet dolní úchytky distanční podložky čepu rámu:

$$I_{30} = A_{30min} - A_{30}$$

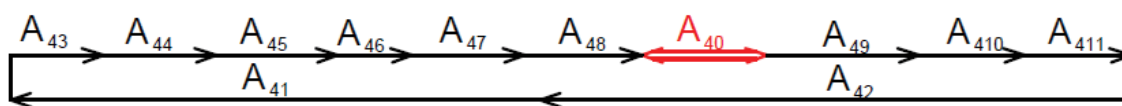
$$I_{30} = 0,5 - 3,5 \quad (80)$$

$$I_{30} = -3 \text{ mm}$$

Z výsledků rovnic (64) až (78) vyplývá, že montáž je zaručena použitím distančních podložek v tolerovaných rozměrech.

## 9.2 TOLERANCE MEZERY MEZI VODÍCÍ KLADKOU A RÁMEM

Z důvodu symetrie této tolerance je řešena pouze jedna polovina rámu.



Obr. 38 Schéma rozměrového obvodu mezery

Tab. 5 Hodnoty jmenovitých rozměrů a tolerancí rozměrového obvodu mezery

Název členu	Zkratka	Hodnota	Mezní úchytky
mezera	$A_{40}$		
polovina délky horního nosníku	$A_{41}$	785	+0,1 -0,1
tolerance díry horního nosníku	$A_{42}$	0	+0,1 -0,1
úhlová úchylka svařování rámu	$A_{43}$	0	+3,23 -3,23
délka obdélníkového profilu	$A_{44}$	440	+0,64 -0,64
tolerance díry plechové patky	$A_{45}$	20	+0,1 -0,1
tolerance díry čepu nastavení v držáku kladky	$A_{46}$	0	+0,1 -0,1
tolerance díry čepu kladky v držáku kladky	$A_{47}$	0	+0,1 -0,1
poloměr kladky	$A_{48}$	100	+0,3 -0,3
tolerance rozměru poloviny t HEB profilu	$A_{49}$	10	+0,75 -0,75
tolerance poloviny rozměru H HEB profilu	$A_{410}$	125	+2 -2
tolerance díry HEB profilu	$A_{411}$	0	+0,1 -0,1



**Výpočet jmenovitého rozměru mezery:**

$$A_{40} = A_{41} + A_{42} - (A_{43} + A_{44} + A_{45} + A_{46} + A_{47} + A_{48} + A_{49} + A_{410} + A_{411})$$

$$A_{40} = 0 + 785 - (0 + 440 + 20 + 0 + 80 + 100 + 10 + 125 + 0) \quad (81)$$

$$A_{40} = 10 \text{ mm}$$

**Výpočet horního mezního rozměru mezery:**

$$A_{40max} = A_{41max} + A_{42max} - (A_{43min} + A_{44min} + A_{45min} + A_{46min} + A_{47min} +$$

$$+ A_{48min} + A_{49min} + A_{410min} + A_{411min})$$

$$A_{40max} = 0,1 + 785,1 - (-3,23 + 439,76 + 19,9 - 0,1 + 79,9 + 99,7 + 9,25 +$$

$$+ 123 - 0,1) \quad (82)$$

$$A_{40max} = 17,12 \text{ mm}$$

**Výpočet dolního mezního rozměru mezery:**

$$A_{40min} = A_{41min} + A_{42min} - (A_{43max} + A_{44max} + A_{45max} + A_{46max} + A_{47max} +$$

$$+ A_{48max} + A_{49max} + A_{410max} + A_{411max})$$

$$A_{40min} = -0,1 + 784,9 - (3,23 + 440,64 + 20,1 + 0,1 + 80,1 + 100,3 +$$

$$+ 10,75 + 127 + 0,1) \quad (83)$$

$$A_{40min} = 2,48 \text{ mm}$$

**Výpočet horní úchylky mezery:**

$$S_{40} = A_{40max} - A_{40}$$

$$S_{40} = 17,12 - 10 \quad (84)$$

$$S_{40} = 7,12 \text{ mm}$$

**Výpočet dolní úchylky mezery:**

$$I_{40} = A_{40min} - A_{40}$$

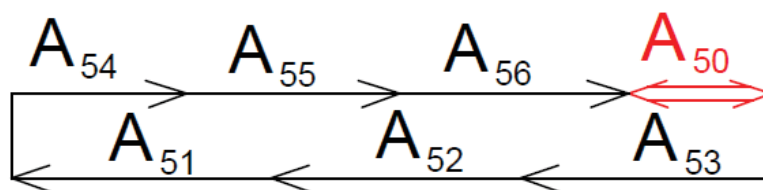
$$I_{40} = 2,53 - 10 \quad (85)$$

$$I_{40} = -7,47 \text{ mm}$$

Nastavení vodící kladky umožňuje změnu rozměru  $\pm 10 \text{ mm}$ , což je více nežli úchylky mezery spočítané v rovnici (84) a (85).

### 9.3 TOLERANCE MONTÁŽE SLOUPŮ A VÝZTUŽÍ

Z důvodu symetrie této tolerance je řešena pouze jedna polovina rámu.



Obr. 39 Schéma rozměrového obvodu sloupů a výztuží

Tab. 6 Hodnoty jmenovitých rozměrů a tolerancí rozměrového obvodu sloupů a výztuží

Název členu	Zkratka	Hodnota	Mezní úchytky
vůle	$A_{50}$		
tolerance polohy díry v připevňovacím plechu	$A_{51}$	40	+0,1 -0,1
úhlová úchylka svařování U profilu	$A_{52}$	0	+1,84 -1,84
tolerance rozměru B profilu U	$A_{53}$	745	+1,5 -1,5
tolerance poloviny rozměru H HEB profilu	$A_{54}$	130	+2 -2
tolerance díry HEB profilu	$A_{55}$	0	+0,1 -0,1
tolerance přímosti profilů HEB	$A_{56}$	655	+17,01 -17,01

**Výpočet jmenovitého rozměru vůle:**

$$A_{50} = A_{51} + A_{52} + A_{53} - (A_{54} + A_{55} + A_{56})$$

$$A_{50} = 40 + 0 + 745 - (130 + 0 + 655) \quad (86)$$

$$A_{50} = 0 \text{ mm}$$

**Výpočet horního mezního rozměru mezery:**

$$A_{50max} = A_{51max} + A_{52max} + A_{53max} - (A_{54min} + A_{55min} + A_{56min})$$

$$A_{50max} = 40,1 + 1,84 + 746,5 - (128 - 0,1 + 639,99) \quad (87)$$

$$A_{50max} = 20,55 \text{ mm}$$

**Výpočet dolního mezního rozměru mezery:**

$$A_{50min} = A_{51min} + A_{52min} + A_{53min} - (A_{54max} + A_{55max} + A_{56max})$$

$$A_{50min} = 39,9 - 1,84 + 743,5 - (132 + 0,1 + 672,01) \quad (88)$$

$$A_{50min} = 20,55 \text{ mm}$$

**Výpočet horní úchylky mezery:**

$$S_{50} = A_{50max} - A_{50}$$

$$S_{50} = 20,55 - 0 \quad (89)$$

$$S_{50} = 20,55 \text{ mm}$$

**Výpočet dolní úchylky mezery:**

$$I_{50} = A_{50min} - A_{50}$$

$$I_{50} = 0 - 22,55 \quad (90)$$

$$I_{50} = -22,55 \text{ mm}$$

Z výsledků rovnic (89) a (90) vyplývá, že montáž není možná z důvodu možnosti nastavení vodící kladky  $\pm 10$  mm. Úchylky jsou příliš velké a vedly by k nemožnosti smontování stroje.

**9.3.1 OPATŘENÍ ZAJIŠŤUJÍCÍ MONTÁŽ**

K zajištění montáže sloupů a ložisek spodního nosníku jsou u šroubových spojů použity drážkové díry.

**Rovnění profilů plamenem**

Při rovnání je součásti zamezeno v posuvu. Díl je v cíleném místě zahříván až do oblasti plasticity. V tomto stavu dojde k napěchování materiálu. Při následném zchladnutí dojde v místě ohřevu ke zkrácení délky, které vyvolá změnu tvaru součásti. V případě rovnání profilu HEB je použito druhu ohřevu tzv. tepelným klínem. [32]

**Rovnění pomocí rovnačky profilů**

Profil lze rovnat pomocí např. horizontálního rovnačího stroje s měnitelnou roztečí RPH 125/80. [33]

**Uspořádání a výběr profilů**

Oba HEB profily musí být ze stejné výrobní série. Tyto profily by měly mít stejné hodnoty mezních úchylek a tolerancí. Za tohoto předpokladu lze profily umístit tak aby zakřivení obou profilů bylo stejně orientované a tím pádem neovlivňovalo funkčnost zdvihacího rámu.

## 10 POŽADAVKY NA PROVOZ A ÚDRŽBU

K zajištění správné funkce a dlouhé životnosti mechanismu je nutné provádět pravidelné kontroly, údržbu jednotlivých částí a zajistit správné provozní podmínky. Jedná se především o kontrolu řemene a kladek. Vzhledem k provozu stroje ve vnitřních prostorách, s možným výskytem prašných částic, je vhodné jednou za tři měsíce provést doplnění maziva v ložiscích spodní kladky UCP 208. Při tomto úkonu je nutná kontrola napnutí, poškození a zanesení řemene nečistotami, dále kontrola opotřebení běhounu nosných a vodících kladek a případná výměna poškozených součástí. [19], [34]

## ZÁVĚR

V této diplomové práci byl proveden konstrukční návrh zdviže na palety podle zadaných parametrů. V první části byly popsány jednotlivé konstrukční skupiny současně používaných paletových zdviží, byla provedena rešerše studie současně používaných paletových zdviží.

V následující kapitole byl zhotoven předběžný návrh, ze kterého se odvíjí finální řešení. Poté byl proveden funkční výpočet kladek a rozbor všech ostatních konstrukčních skupin stroje. Dále byly vypočítány požadované parametry pohonu, na jejichž základě byl vybrán pohon. Vybraný pohon byl zkontrolován výpočty, ukázalo se, že výkon a krouticí moment jsou vyšší, nežli je požadováno.

Poté byly provedeny analytické pevnostní výpočty čepů a zkontrolováno dovolené radiální zatížení ve výstupní hřídeli pohonu a parametry samostředícího svěrného hřídelového pouzdra. Pomocí metody konečných prvků byl proveden výpočet zdvihacího rámu. Výsledky nepřesáhly maximální dovolené hodnoty a konstrukce tedy pevnostně vyhovuje.

V následující kapitole byla provedena toleranční analýza vybraných komponent s návrhem opatření zajišťující montáž. Poslední kapitola předepisuje požadavky na provoz a údržbu stroje.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů: Elektronické skriptum [online]. VUT FSI Brno. 2004 [cit. 2017-01-18].
- [2] KOLOUCH, SASHA. Přesné polohování pomocí řemenových převodů. MM Průmyslové spektrum. 2012, (10), 1.
- [3] Ktn-europe [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: <http://www.ktn-europe.com/uploads/afbeeldingen/Fleyerketting.jpg>
- [4] Nautegea [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: <http://www.nautegea.lt/wp-content/uploads/2014/01/Q-Chains.jpg>
- [5] Framo-morat [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: <http://us.framo-morat.com/products/linearchain-push-pull-actuators/>
- [6] Archiexpo [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: [http://img.archiexpo.de/images\\_ae/photo-g/149182-10847455.jpg](http://img.archiexpo.de/images_ae/photo-g/149182-10847455.jpg)
- [7] Katalog výrobce pacospiralift [online]. [cit. 2017-01-19]. Dostupné z: <https://www.citacepro.com/dok/t426dCkurtoiGWtd>
- [8] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [9] Lana-retezy [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: <http://www.lana-retezy.cz/sestipramen-42-vlakna#lightbox>
- [10] Lana-retezy [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.lana-retezy.cz/editor/image/eshop\\_products/6pr-s-162-fc\\_56c2eb4a0b8b6\\_1.jpg](http://www.lana-retezy.cz/editor/image/eshop_products/6pr-s-162-fc_56c2eb4a0b8b6_1.jpg)
- [11] Lana-retezy [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.lana-retezy.cz/editor/image/eshop\\_products/6pr-ws-216-iwrc\\_5726e3691505e\\_1.jpg](http://www.lana-retezy.cz/editor/image/eshop_products/6pr-ws-216-iwrc_5726e3691505e_1.jpg)
- [12] Winkel [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/3/9/csm\\_H3-Spindelheber\\_04\\_c5a44f6a39.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/3/9/csm_H3-Spindelheber_04_c5a44f6a39.jpg)
- [13] Winkel [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/4/e/csm\\_P5\\_Palettendoppler\\_08\\_62a89a75ca.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/4/e/csm_P5_Palettendoppler_08_62a89a75ca.jpg)
- [14] Winkel [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/9/f/csm\\_H1-Palettenheber\\_12\\_fe16cd04ba.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/9/f/csm_H1-Palettenheber_12_fe16cd04ba.jpg)
- [15] Winkel [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/5/3/csm\\_riemenheber\\_w-rh-2\\_aa4ac289de.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/5/3/csm_riemenheber_w-rh-2_aa4ac289de.jpg)

- [16] Winkel [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/6/0/csm\\_H4-ZweiVierSauelenheber\\_03\\_3cb3377ebf.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/6/0/csm_H4-ZweiVierSauelenheber_03_3cb3377ebf.jpg)
- [17] Winkel [online]. [cit. 2017-01-27]. Dostupné z: [http://www.winkel.de/fileadmin/\\_processed\\_/0/f/csm\\_H4-ZweiVierSauelenheber\\_04\\_fa0027b937.jpg](http://www.winkel.de/fileadmin/_processed_/0/f/csm_H4-ZweiVierSauelenheber_04_fa0027b937.jpg)
- [18] Eles+Ganter | Home. Eles+Ganter | Home [online]. Dostupné z: <https://www.eles-ganter.cz/>
- [19] Kugel-Stehlager UCP, Grauguss - Mädler Webshop. Hauptseite - Mädler Webshop [online]. Dostupné z: <http://cz.maedler.de/product/1643/1629/840/kugel-stehlager-ucp-grauguss>
- [20] Pikron - přední dodavatel řemenů a řemenových pohonů v České republice. [online]. Copyright © IE [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <https://www.pikron.cz/admin/images/1024.pdf>
- [21] OZUBENÉ ŘEMENY OZUBENÉ ŘEMENY. Profily ozubení. Konstrukce OZUBENÉ ZÁKLADNÍ INFORMACE. Lichoběžníkový. Půlkulatý. Parabolický. - PDF. Představujeme Vám pohodlné a bezplatné nástroje pro publikování a sdílení informací. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/12650347-Ozubene-remeny-ozubene-remeny-profil-y-ozubeni-konstrukce-ozubene-zakladni-informace-lichobeznikovy-pulkulaty-parabolicky.html>
- [22] TYMA - klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/remeny/e-at20-en.pdf>
- [23] Rolling Kft.-FAG INA KOYO EZO csapagyak [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: [http://145.236.116.130/docs/\\_\\_\\_PRODUCTS\\_GUIDE.pdf](http://145.236.116.130/docs/___PRODUCTS_GUIDE.pdf)
- [24] [online]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/data/produkty/files/223.pdf>
- [25] Online Support | SEW-EURODRIVE. [online]. Dostupné z: [https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs\\_CZ&country=CZ](https://www.sew-eurodrive.cz/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=cs_CZ&country=CZ)
- [26] Valivé tření (valivý odpor) a rameno valivého odporu | Fyzikální tabulky. conVERTER - převody jednotek [online]. Copyright © 2000 Jiří Bureš [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [27] Ložiska SKF, ZVL, ZKL, FBJ, TIMKEN :: Exvalos s.r.o. - Lanškroun - ložiska [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: [http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni\\_katalog\\_SKF/6000\\_CS\\_00\\_04\\_Treni.pdf](http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_00_04_Treni.pdf)
- [28] [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/~kpellant/8%20Dynamika%20Soustav%20Teles.pdf>

- [29] [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: [http://download.schneider-electric.com/files?p\\_Reference=1494409&p\\_EnDocType=User%20guide&p\\_File\\_Id=29236877&p\\_File\\_Name=ATS48\\_User\\_Manual\\_1494409\\_04.pdf](http://download.schneider-electric.com/files?p_Reference=1494409&p_EnDocType=User%20guide&p_File_Id=29236877&p_File_Name=ATS48_User_Manual_1494409_04.pdf)
- [30] Frekvenční měnič 3x400VAC, 160kW, 300A t » Elfetex. Profi elektrotechnický portál pro nákup online a kompletní správu Vašich zakázek » Elfetex [online]. Copyright © 2017 [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://eshop.elfetex.cz/10-668-132-frekvencni-menic-3x400vac-160kw-300a-t>
- [31] Hliníkové profily, hliníkové plechy e-shop [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/prilohy/zakladni-technicke-informace.pdf>
- [32] Vildman.eu - Svařovací technika [online]. Copyright © [cit. 24.05.2017]. Dostupné z: <http://www.vildman.eu/getattachment/9740220f-ff3d-44d1-b3c6-42882e2649bc/Tpp-Rovnani-plamenem.aspx>
- [33] ŽĐAS a.s. - Rovnačky profilů. 302 Found [online]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=98>
- [34] TYMA - klínové, ozubené řemeny a řemenice, řetězy, spojky [online]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/files/technicke-informace/Udrzba-montaz-skladovani-remenu.pdf>
- [35] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999. ISBN 80-718-3164-6.



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\dot{x}_r$	$[m.s^{-1}]$	Rychlost zdvihacího rámu
$\dot{\phi}_r$	$[rad.s^{-1}]$	Úhlová rychlost řemenice
$\ddot{\phi}_{ra}$	$[rad.s^{-2}]$	Úhlové zrychlení řemenice při asymetrickém zatížení
$\ddot{\phi}_{ro}$	$[rad.s^{-2}]$	Omezené úhlové zrychlení řemenice při obou zatěžovacích stavech
$\ddot{\phi}_{rs}$	$[rad.s^{-2}]$	Úhlové zrychlení řemenice při symetrickém zatížení
$\dot{\phi}_k$	$[rad.s^{-1}]$	Úhlová rychlost nosné i vodící kladky
$a$	$[m.s^{-2}]$	Vertikální zrychlení zdvihacího rámu
$A_{10}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr distanční podložky čepu kladky
$A_{10max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr distanční podložky čepu kladky
$A_{10min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr distanční podložky čepu kladky
$A_{11}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr čepu kladky
$A_{11max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr čepu kladky
$A_{11min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr čepu kladky
$A_{12}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr držáku kladky
$A_{12max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr držáku kladky
$A_{12min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr držáku kladky
$A_{13}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr kladky
$A_{13max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr kladky
$A_{13min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr kladky
$A_{14}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr držáku kladky
$A_{14max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr držáku kladky
$A_{14min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr držáku kladky
$A_{15}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr pojistného kroužku
$A_{15max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr pojistného kroužku
$A_{15min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr pojistného kroužku
$A_{20}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr distanční podložky čepu nastavení
$A_{20max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr distanční podložky čepu nastavení
$A_{20min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr distanční podložky čepu nastavení
$A_{21}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr čepu nastavení
$A_{21max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr čepu nastavení
$A_{21min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr čepu nastavení
$A_{22}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr plechové patky
$A_{22max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr plechové patky
$A_{22min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr plechové patky
$A_{23}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr držáku kladky
$A_{23max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr držáku kladky
$A_{23min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr držáku kladky
$A_{24}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr mezery čepu nastavení vodící kladky
$A_{24max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr mezery čepu nastavení vodící kladky
$A_{24min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr mezery čepu nastavení vodící kladky
$A_{25}$	$[mm]$	Jmenovitý rozměr držáku kladky
$A_{25max}$	$[mm]$	Horní mezní rozměr držáku kladky
$A_{25min}$	$[mm]$	Dolní mezní rozměr držáku kladky

$A_{26}$	[mm]	Jmenovitý rozměr plechové patky
$A_{26max}$	[mm]	Horní mezní rozměr plechové patky
$A_{26min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr plechové patky
$A_{27}$	[mm]	Jmenovitý rozměr pojistného kroužku čepu nastavení
$A_{27max}$	[mm]	Horní mezní rozměr pojistného kroužku čepu nastavení
$A_{27min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr pojistného kroužku čepu nastavení
$A_{30}$	[mm]	Jmenovitý rozměr distanční podložky čepu rámu
$A_{30max}$	[mm]	Horní mezní rozměr distanční podložky čepu rámu
$A_{30min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr distanční podložky čepu rámu
$A_{31}$	[mm]	Jmenovitý rozměr čepu rámu
$A_{31max}$	[mm]	Horní mezní rozměr čepu rámu
$A_{31min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr čepu rámu
$A_{32}$	[mm]	Jmenovitý rozměr držáku čepu
$A_{32max}$	[mm]	Horní mezní rozměr držáku čepu
$A_{32min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr držáku čepu
$A_{33}$	[mm]	Jmenovitý rozměr mezery čepu rámu
$A_{33max}$	[mm]	Horní mezní rozměr mezery čepu rámu
$A_{33min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr mezery čepu rámu
$A_{34}$	[mm]	Jmenovitý rozměr držáku čepu
$A_{34max}$	[mm]	Horní mezní rozměr držáku čepu rámu
$A_{34min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr držáku čepu
$A_{35}$	[mm]	Jmenovitý rozměr pojistného kroužku čepu rámu
$A_{35max}$	[mm]	Horní mezní rozměr pojistného kroužku čepu rámu
$A_{35min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr pojistného kroužku čepu rámu
$A_{40}$	[mm]	Jmenovitý rozměr mezery
$A_{40max}$	[mm]	Horní mezní rozměr mezery
$A_{40min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr mezery
$A_{41}$	[mm]	Jmenovitý rozměr poloviny délky horního nosníku
$A_{410}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB
$A_{410max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB profilu
$A_{410min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB profilu
$A_{411}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry HEB profilu
$A_{411max}$	[mm]	Horní mezní rozměr díry HEB profilu
$A_{411min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry HEB profilu
$A_{41max}$	[mm]	Horní mezní rozměr poloviny délky horního nosníku
$A_{41min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr poloviny délky horního nosníku
$A_{42}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry horního nosníku
$A_{42max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance díry horního nosníku
$A_{42min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry horního nosníku
$A_{43}$	[mm]	Jmenovitý rozměr úhlové úchylky svařování rámu
$A_{43max}$	[mm]	Horní mezní rozměr úhlové úchylky svařování
$A_{43min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr úhlové úchylky svařování
$A_{44}$	[mm]	Jmenovitý rozměr délky obdélníkového profilu
$A_{44max}$	[mm]	Horní mezní rozměr délky obdélníkového profilu
$A_{44min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr délky obdélníkového profilu

$A_{45}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry plechové patky
$A_{45max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance díry plechové patky
$A_{45min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry plechové patky
$A_{46}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry čepu nastavení v držáku kladky
$A_{46max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance díry čepu nastavení v držáku kladky
$A_{46min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry čepu nastavení v držáku kladky
$A_{47}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry čepu kladky v držáku kladky
$A_{47max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance díry čepu kladky v držáku kladky
$A_{47min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry čepu kladky v držáku kladky
$A_{48}$	[mm]	Jmenovitý rozměr poloměr kladky
$A_{48max}$	[mm]	Horní mezní rozměr poloměru kladky
$A_{48min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr poloměru kladky
$A_{49}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance rozměru poloviny t HEB profilu
$A_{49max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance rozměru t HEB profilu
$A_{49min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance rozměru poloviny t HEB profilu
$A_{50}$	[mm]	Jmenovitý rozměr vŕle
$A_{50max}$	[mm]	Horní mezní rozměr vŕle
$A_{50min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr vŕle
$A_{51}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance polohy díry v připevňovacím plechu
$A_{51max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance polohy díry v připevňovacím plechu
$A_{51min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance polohy díry v připevňovacím plechu
$A_{52}$	[mm]	Jmenovitý rozměr úhlové úchytky svařování U profilu
$A_{52max}$	[mm]	Horní mezní rozměr úhlové úchytky svařování U profilu
$A_{52min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr úhlové úchytky svařování U profilu
$A_{53}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance rozměru B profilu U
$A_{53max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance rozměru B profilu U
$A_{53min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance rozměru B profilu U
$A_{54}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB profilu
$A_{54max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB profilu
$A_{54min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance poloviny rozměru H HEB profilu
$A_{55}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance díry HEB profilu
$A_{55max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance díry HEB profilu
$A_{55min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance díry HEB profilu
$A_{56}$	[mm]	Jmenovitý rozměr tolerance přímosti profilu HEB
$A_{56max}$	[mm]	Horní mezní rozměr tolerance přímosti profilu HEB
$A_{56min}$	[mm]	Dolní mezní rozměr tolerance přímosti profilu HEB
$a_a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení rámu při asymetrickém zatížení
$a_s$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení rámu při symetrickém zatížení
$d_{čnvk}$	[mm]	Průměr čepu nastavení vodící kladky
$d_{čr}$	[mm]	Průměr čepu rámu
$d_{čvk}$	[mm]	Průměr čepu vodící kladky
$d_e$	[mm]	Roztečná kružnice řemenice
$e$	[m]	Rameno valivého odporu
$F_{A1}$	[N]	Reakce od nosné kladky při symetrickém zatížení
$F_{A2}$	[N]	Reakce od nosné kladky při asymetrickém zatížení

$F_{A3}$	[N]	Reakce od vodící kladky při asymetrické zátěži
$F_{B1}$	[N]	Reakce od nosné kladky při symetrickém zatížení
$F_{B2}$	[N]	Reakce od nosné kladky při asymetrickém zatížení
$F_{B3}$	[N]	Reakce od vodící kladky při asymetrické zátěži
$F_{\check{c}}$	[N]	Síla v čepu nastavení vodící kladky
$F_G$	[N]	Tíhová síla rámu
$F_{M1}$	[N]	Síla od pohonu při symetrické zátěži
$F_{M2}$	[N]	Síla od pohonu při asymetrické zátěži
$F_{N1}$	[N]	Síla od břemene při symetrické zátěži
$F_{N2}$	[N]	Síla od břemene při asymetrické zátěži
$F_R$	[N]	Maximální síla v řemenu
$F_{RA1}$	[N]	Síla na jednu nosnou kladku při symetrické zátěži
$F_{RA2}$	[N]	Síla na jednu nosnou kladku při asymetrické zátěži
$F_{\xi}$	[N]	Síla od šroubového spoje
$F_z$	[N]	Zátěžná síla pohonu
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$l_{10}$	[mm]	Dolní úchylka distanční podložky čepu kladky
$l_{20}$	[mm]	Dolní úchylka distanční podložky čepu nastavení
$l_{30}$	[mm]	Dolní úchylka distanční podložky čepu rámu
$l_{40}$	[mm]	Dolní úchylka mezery
$l_{50}$	[mm]	Dolní úchylka vůle
$J_k$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti nosné i vodící kladky
$J_{read}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti při asymetrickém zatížení
$J_{reds}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti při symetrickém zatížení
$J_{\check{r}1}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti horní řemenice
$J_{\check{r}2}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti spodní řemenice
$M_{C1}$	[Nm]	Ložiskový odpor nosné kladky při symetrické zátěži
$M_{C1C}$	[Nm]	Celkový ložiskový odpor nosných kladek při symetrické zátěži
$M_{C2}$	[Nm]	Ložiskový odpor nosné kladky při asymetrickém zatížení
$M_{C2C}$	[Nm]	Celkový ložiskový odpor nosných kladek při asymetrické zátěži
$M_{C3}$	[Nm]	Ložiskový odpor vodící kladky při asymetrickém zatížení
$M_{C3C}$	[Nm]	Celkový ložiskový odpor vodících kladek při asymetrickém zatížení
$M_{ea}$	[Nm]	Ekvivalentní krouticí moment při asymetrickém zatížení
$M_{eao}$	[Nm]	Omezený ekvivalentní krouticí moment při asymetrické zátěži
$M_{es}$	[Nm]	Ekvivalentní krouticí moment při symetrickém zatížení
$M_{eso}$	[Nm]	Omezený ekvivalentní krouticí moment při symetrické zátěži
$M_k$	[Nm]	Krouticí moment pohonu
$M_{kao}$	[Nm]	Omezený krouticí moment motoru při asymetrické zátěži
$M_{kN}$	[Nm]	Návrhový krouticí moment
$M_{kso}$	[Nm]	Omezený krouticí moment motoru při symetrické zátěži
$m_{n1}$	[kg]	hmotnost zátěže při symetrickém zatížení
$m_{n2}$	[kg]	hmotnost zátěže při asymetrickém zatížení
$m_r$	[kg]	hmotnost zvedacího rámu
$m_{re}$	[kg]	hmotnost řemene
$M_{V1}$	[Nm]	Valivý odpor nosné kladky při symetrickém zatížení

$M_{V1C}$	[Nm]	Celkový valivý odpor nosných kladek při symetrickém zatížení
$M_{V2}$	[Nm]	Valivý odpor nosné kladky při asymetrickém zatížení
$M_{V2C}$	[Nm]	Celkový valivý odpor nosných kladek asymetrickém zatížení
$M_{V3}$	[Nm]	Valivý odpor vodící kladky při asymetrickém zatížení
$M_{V3C}$	[Nm]	Celkový valivý odpor vodících kladek při asymetrickém zatížení
$n_N$	[min <sup>-1</sup> ]	Návrhové otáčky motoru
$p_a$	[%]	Využitá procenta plného výkonu pohonu při asymetrické zátěži
$p_{čnvk}$	[MPa]	Tlak v čepu nastavení vodící kladky
$p_{čr}$	[MPa]	Tlak v čepu rámu
$p_{čvk}$	[MPa]	Tlak v čepu vodící kladky
$p_{dov}$	[MPa]	Dovolená hodnota tlaku na stykových plochách
$P_N$	[kW]	Návrhový výkon motoru
$p_s$	[%]	Využitá procenta plného výkonu pohonu při symetrické zátěži
$r_c$	[m]	Poloměr čepu kladky
$r_k$	[m]	Poloměr vodící a nosné kladky
$r_{ř}$	[m]	Poloměr řemenice
$S_{10}$	[mm]	Horní úchylka distanční podložky čepu kladky
$S_{20}$	[mm]	Horní úchylka distanční podložky čepu nastavení
$S_{30}$	[mm]	Horní úchylka distanční podložky čepu rámu
$S_{40}$	[mm]	Horní úchylka mezery
$S_{50}$	[mm]	Horní úchylka vůle
$S_{čr}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průmětu stykové plochy čepu rámu do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy
$S_{čvk}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průmětu stykové plochy čepu vodící kladky do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy
$S_{pčvk}$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průmětu stykové plochy čepu nastavení vodící kladky do roviny kolmé ke směru působení zatěžující síly u zakřivené stykové plochy
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Požadovaná rychlost
$z$	[-]	Počet zubů řemenice
$\mu$	[-]	Konstantní součinitel tření ložiska
$\tau_{čnvk}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu nastavení vodící kladky
$\tau_{čr}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu rámu
$\tau_{čvk}$	[MPa]	Smykové napětí v čepu vodící kladky

## SEZNAM PŘÍLOH

A0-ZDVIZ-100	1/1	ZDVIHACÍ RÁM
K-ZDVIZ-101	1/2	ZDVIHACÍ RÁM
K-ZDVIZ-101	2/2	ZDVIHACÍ RÁM
A0-ZDVIZ-200	1/1	ZDVIHACÍ RÁM
K-ZDVIZ-200	1/3	ZDVIŽ
K-ZDVIZ-200	2/3	ZDVIŽ
K-ZDVIZ-200	3/3	ZDVIŽ